

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КОЗАК ДМИТРО ВІТАЛІЙОВИЧ

УДК 536.24: 621.643.2

**ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМБІНОВАНОГО
СОНЯЧНОГО КОЛЕКТОРА НА ОСНОВІ АЛЮМІНІЄВИХ
КАНАВЧАТИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ**

Спеціальність: 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова
теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ (Д.В. Козак)

Науковий керівник: д.т.н., с.н.с. Хайрнасов Сергій Манісович

Київ – 2018

АНОТАЦІЯ

Козак Д.В. Теплотехнічні характеристики комбінованого сонячного колектора на основі алюмінієвих канавчатих теплових труб. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України, Київ, 2018.

Найбільший ефект в енергозбереженні при експлуатації сонячних систем досягається шляхом їх інтеграції в фасади і дахи будинків. Для цього необхідно розробляти нові технічні рішення для вирішення поставленої задачі.

Сьогодні відомі традиційні конструкції плоских сонячних колекторів широко використовувані по всьому світу. Однак, враховуючи їх стандартні конструкції, існують певні проблеми з їх інтеграцією в будівлі. Хороші перспективи відкриває використання теплових труб (ТТ) як автономних елементів сонячних колекторів. Але, використання мідних ТТ в конструкціях високоефективних вакуумних колекторів також ускладнює їх інтеграцію за рахунок стандартизованої та обмеженої конструкції абсорбуючої вакуумної колби. Крім того, такі конструкції досить дорогі. У цьому напрямку було б цікаво вирішити задачу шляхом застосування більш гнучких і дешевих конструктивних рішень з використанням алюмінієвих теплових труб з канавчатою капілярною структурою.

Застосування алюмінієвих канавчатих теплових труб (АКТТ) як елемента абсорбуючої поверхні комбінованого сонячного колектора (КСК) дозволить значно підвищити ефективність системи в цілому. За рахунок

інтенсивних процесів теплообміну в теплових трубах фотоелектричні перетворювачі КСК і фотоелектричної батареї (ФЕБ) будуть працювати у відмінних температурних режимах роботи. При додатковому охолодженні ефективність фотоелементів КСК буде вища порівняно з фотоелементами ФЕБ.

Технологія виготовлення АКТТ дає можливість отримати оптимальну структуру, яка відрізняється високими теплотехнічними і гідродинамічними характеристиками у порівнянні з іншими відомими типами структур. Використання АКТТ забезпечує автономність, модульність конструкції і простоту експлуатації системи.

Для надання відповіді на питання про можливість застосування такого типу ТТ в режимі термосифона, в сонячних системах необхідно провести дослідження їх теплотехнічних та ресурсних характеристик.

Метою дисертаційної роботи є розробка нового типу сонячної системи – комбінованого сонячного колектора, покращення його технічних та технологічних показників шляхом застосування профільних алюмінієвих теплових труб з капілярною структурою канавчатого типу та дослідження їх теплотехнічних характеристик.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну в комбінованому сонячному колекторі з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами.

Предмет дослідження – закономірності теплофізичних процесів та вплив геометричних і режимних факторів на теплообмінні процеси в комбінованому сонячному колекторі з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами.

Методи дослідження. В основу дослідження покладені методи теорії теплообміну і гідродинаміки для аналізу процесів, що характеризують роботу комбінованого сонячного колектора з алюмінієвими тепловими трубами, метод математичного моделювання для аналізу процесів теплообміну,

аналітичні і експериментальні дослідження теплотехнічних характеристик теплових труб.

Запропоновано новий підхід до реалізації комбінованих сонячних колекторів на основі алюмінієвих канавчатих теплових труб. В цьому випадку АКТТ виконують комплексну роль – одночасно є високоефективним теплопровідним пристроєм і системою охолодження фотоелементів.

Розроблена конструкція алюмінієвої теплової труби з канавчатою капілярною структурою для комбінованих сонячних колекторів. В якості оптимального теплоносія для двофазної системи обрано н-пентан. Розроблені зразки теплових труб здатні забезпечувати функціонування комбінованого сонячного колектора в тепловому режимі від 0 °С до 120 °С. При цьому температурний діапазон його експлуатації складає від -40 °С до +130 °С.

Можливість використання такого підходу підтверджена експериментальними даними на двох макетах КСК. При цьому теплова ефективність КСК становить 0,35...0,6, а електрична – 0,12...18 при $X = 0,02...0,06$. Аналіз проведених чисельних розрахунків та отриманих експериментальних даних показав, що використання КСК з АКТТ дає можливість підвищити електричну ефективність до 18 % за рахунок охолодження фотоелектричних перетворювачів (ФЕП), при цьому максимальна електрична потужність КСК складає 135 Вт/м². Разом з електричною енергією можливо отримати до 457 Вт теплової з 1 м² теплопоглинаючої поверхні, при температурі теплоносія на виході 25 °С і густині сонячного випромінювання 900 Вт/м².

На основі теоретичного аналізу виявлено найбільш оптимальні режими експлуатації КСК – найбільш оптимальний режим функціонування КСК при значеннях 30...50 °С температурного перепаду між абсорбуючою поверхнею та навколишнім середовищем. КСК має більшу ефективність в порівнянні з роздільними системами теплового сонячного колектора та фотоелектричних

батареї при низьких температурах абсорбуючої поверхні (нижче 50 °С) і зазвичай при більш високих значеннях сонячного теплового потоку (більше 600 Вт/м²).

Вперше розроблені програми та методики досліджень комбінованих сонячних колекторів при штучному та природньому освітленні, розроблена інженерна методика розрахунку теплотехнічних характеристик КСК з АКТТ при їх роботі в режимі термосифона.

Наведені рекомендації щодо виготовлення комбінованих сонячних колекторів та їх використання в сонячних енергетичних системах.

Результати роботи у перспективі можуть бути використані на підприємствах ТОВ «Ефектпроф» (м. Київ), ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе» (м. Суми), ПП Науково-впроваджувальна фірма «Теплові технології» (м. Київ), які займаються розробкою, виготовленням та впровадженням теплообмінного обладнання та енергоефективних систем.

Для подальшого впровадження необхідно виконати роботи по проектуванню і виготовленню промислового зразка КСК чи фасадного КСК та провести випробування в натурних умовах.

Ключові слова: комбінований сонячний колектор, алюмінієва канавчата тепла труба, теплотехнічні характеристики, експериментальні дослідження, гранична густина теплового потоку, термічний опір, тепла ефективність, електрична ефективність, ексергія.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА:

– основні наукові результати дисертації:

1. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В. Термическое сопротивление алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой: Технология и конструирование в электронной аппаратуре. Одесса, 2017. Вып. 4-5. С. 24-31.

2. Ніколаєнко Ю.Е., Басок Б.І., Козак Д.В. Термічний опір теплових труб для світлодіодних освітлювальних приладів енергоефективних будівель: Енергетика: економіка, технології, екологія. Київ, 2017. Вип. 4, С. 27-33.

3. Хайрнасов С.М., Волощук В. А., Заковоротний А.В., Козак Д.В. Оценка эффективности солнечных тепловых коллекторов на основе алюминиевых тепловых труб при реновации старых зданий: MOTROL. Люблін, 2014. Т. 6, №4. С. 211-218.

4. Khairnasov S. M., Zaripov V. K., Rassamakin B. M., and Kozak D. V. The Study of the Heat-Engineering Characteristics of a Solar Heat Collector Based on Aluminum Heat Pipes: Applied Solar Energy. Tashkent, 2014. Vol. 49, No. 4. PP. 225-231.

5. Khairnasov S. M., Rassamakin B. M., Kozak D. V. and Naumova A.V. Building's Facade Photovoltaic-Thermal Collectors based on Aluminum Heat Pipes: Journal of Civil Engineering and Architecture Research. New York, 2014, Vol. 1, No.3, PP. 151-156.

6. Khairnasov S. M., Rassamakin B. M., Kozak D. V. Experimental investigations of aluminum thermosyphons for a photovoltaic thermal module: Heat Pipe Science and Technology, An International Journal. Minsk, 2015. Vol. 6, No. 3-4. PP. 63-70.

7. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules: Electronics and Information Technology. USA, 2016. Vol. 1, No.3, PP. 13-19.

– *анпробація матеріалів дисертації (основні публікації):*

8. Khairnasov S. M., Volodymyr V.A., Zakovorotnyi A.V., Kozak D. V. Economic Assessment of Solar Thermal Collectors Application for Building Facade Renovation: Conference on Advanced Building Skins. Bressanone, Italy, 28-29 October 2014, p.p. 673-682.

9. Khairnasov S. M. Rassamakin B. M., Kozak D. V., Anisimova A.A. Experimental investigations of aluminium thermosyphons for photovoltaic-thermal module: IX Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”. Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015, pp. 70-77.

10. Козак Д.В. Влияние температуры на вольтамперную характеристику комбинированного солнечного коллектора на тепловых трубах: XIII міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ, Україна, 21-24 квітня, 2015 р.

11. Rassamakin A.B., Kozak D.V. Application of the solar system based on heat pipes in the facades of buildings: World Sustainable Energy Days Conference. Wels, Austria, 24-27 February, 2015.

12. Козак Д.В. Теплообмін і гідродинаміка в теплопередаючих пристроях і енергетичних установках: XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна, 25-28 квітня, 2015 р.

13. Козак Д.В. Теплотехнічні характеристики теплових труб з сітчастою капілярною структурою, XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрантів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ, Україна, 25-28 квітня, 2015 р.

14. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules: 2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Ukraine, Odessa, May 23-27, 2016.

15. Николаенко Ю.Е., Козак Д.В., Кравец В.Ю., Хайрнасое С.М. Сравнение тепловых характеристик термосифона и гравитационной тепловой трубы одинаковых размеров: Труды XVII международной научно-

практической конференции “Современные информационные и электронные технологии”. Одесса, Украина, 23-27 мая, 2016 г.

16. Козак Д.В., Николаенко Ю.Е. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету. Київ, Україна, 18-21 квітня, 2016 р.

17. Козак, Д.В., Ніколаєнко, Ю.Є. Термічний опір алюмінієвої теплової труби з різьбовою капілярною структурою з ізобутаном: Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. Матеріали XV МНПК аспірантів, магістрантів і студентів. Київ, Україна, 25-28 квітня, 2017 р.

18. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В., Хайрнатов С.М. Коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации алюминиевой тепловой трубы с резьбовидной капиллярной структурой: Труды XVIII міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та електронні технології. Одесса, Украина, 25-29 мая, 2017 р.

19. Николаенко, Ю. Е., Козак. Д. В. Алюминиевые тепловые трубы для светодиодных осветительных приборов: Виставка світлодіодних рішень «LEDExpo Ukraine 2017». Київ, Україна, 13-15 вересня, 2017 р.

ABSTRACT

Kozak D.V. Thermal engineering characteristics of a photovoltaic thermal collector on the basis of aluminum grooved heat pipes. – Qualification scientific work according to manuscript rights.

Thesis for the Candidate degree in Technical Science on the specialty 05.14.06 «Technical thermophysics and industrial thermal power engineering». – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ministry of Education and Science of Ukraine, Kiev, 2018.

The greatest effect in energy conservation during the operation of solar systems is achieved by integrating them into the facades and roofs of buildings. To do this, it is necessary to develop new technical solutions to solve the problem.

Now, traditional flat panel solar collectors are widely used throughout the world. However, given their standard designs, there are certain problems with their integration in the building. Good prospects open the use of heat pipes (HPs) as autonomous elements of solar collectors. However, the use of copper HPs in the designs of high-performance vacuum collectors also complicates their integration due to the standardized and limited design of an absorbing vacuum flask. In addition, such designs are quite expensive. In this direction, it would be interesting to solve the problem by applying more flexible and cheap constructive solutions using aluminum heat pipes with grooved capillary structure.

The use of aluminum grooved heat pipes (AGHPs) as an element of the absorbing surface of a photovoltaic thermal (PVT) collector will significantly improve the efficiency of the system as a whole. Due to the intensive heat transfer processes in the heat pipes, the solar cells PVT collector and photovoltaic (PV) panels will operate in excellent temperature operating modes. With the additional cooled efficiency of solar cells PVT collector will be higher compared with solar cells of PV panels.

The technology of manufacturing AGHPs allows you to get the optimal structure which is characterized by high thermo-technical and hydrodynamic characteristics in comparison with other known types of structures. The use of AGHPs provides autonomy, modularity of design and ease of operation of the system.

To answer the question about the possibility of using this type of HPs in the mode of thermosyphon, in solar systems it is necessary to conduct a study of their thermal and resource characteristics.

The purpose of the dissertation is to develop a new type of solar system – a photovoltaic thermal collector, improving its technical and technological parameters by using profile aluminum heat pipes with a capillary structure of the groove type and studying their thermal characteristics.

The object of the study – the processes of heat transfer in a photovoltaic thermal collector with aluminum grooved heat pipes.

Subject of research – regularities of thermophysical processes and the influence of geometric and regime factors on heat exchange processes in a photovoltaic thermal collector with aluminum grooved heat pipes.

Research methods. The research is based on the methods of the theory of heat exchange and hydrodynamics for the analysis of processes characterizing the work of the PVT collector with AGHPs, method of mathematical modeling for the analysis of heat transfer processes, analytical and experimental studies of thermal characteristics of heat pipes.

A new approach to the implementation of PVT collectors on the basis of AGHPs is proposed. In this case, AGHPs perform a complex role – at the same time it is a highly efficient thermal conductor and a system of cooling solar cells.

The design of an aluminum heat pipe with a grooved capillary structure for PVT collectors has been developed. An n-pentane is chosen as the optimum coolant for a two-phase system. The developed samples of heat pipes can provide the operation of the PVT collector in the thermal mode from 0 °C to 120 °C. In this case, the temperature range of its operation is from –40 °C to +230 °C.

The possibility of using this approach is confirmed by experimental data on two PVT collectors. In this case, the thermal efficiency of the PVT collector is 0,35...0,6, and the electric – 0,12...0,18 at $X = 0,02...0,06$. The analysis of the numerical calculations and experimental data obtained showed that the use of PVT collectors with AGHPs can increase electric efficiency by up to 18% due to the cooling of the photovoltaics solar cells, with the maximum electric power of PVT

collector 135 W/m^2 . Together with electric energy, it is possible to get up to 457 W thermal from 1 m^2 heat absorption surface, at a temperature of the coolant at the output of $25 \text{ }^\circ\text{C}$ and a density of solar radiation of 900 W/m^2 .

On the basis of theoretical analysis, the most optimal operating modes of PVT collector are found – the most optimal mode of PVT collector functioning at values of $30\ldots 50 \text{ }^\circ\text{C}$ of the temperature difference between the absorbent surface and the environment. The PVT collector has a higher efficiency compared to separate thermal solar collector systems and photovoltaic panel at low temperatures of the absorbent surface (below $50 \text{ }^\circ\text{C}$) and usually with higher solar thermal flux values (greater than 600 W/m^2).

The first developed programs and methods of research of PVT collectors in artificial and natural light, developed an engineering methodology for calculating the thermal characteristics of PVT collector with AGHPs during their operation in a thermosyphon mode.

The recommendations for the production of PVT collectors and their use in solar power systems are given.

The results of the work in the future can be used at the enterprises of LLC «Effectprof» (Kyiv), PC Sumy SPO M.V. Frunze (Sumy), PE Scientific-Implementation Firm "Thermal Technologies" (Kiev), which are engaged in the development, manufacture and implementation of heat-exchange equipment and energy-efficient systems.

For further implementation, it is necessary to carry out works on designing and manufacturing an industrial design of PVT collector or facade PVT collector and to conduct tests in the field.

Key words: photovoltaic thermal collector, aluminum grooved heat pipe, thermal engineering characteristics, experimental studies, limiting density of thermal flow, thermal resistance, thermal efficiency, electrical efficiency, exergy.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ.....	14
ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1 СТАН РОЗВИТКУ ТЕПЛОВИХ ТРУБ.....	24
1.1. Алюмінієві теплові труби.....	27
1.2. Комбіновані сонячні колектори на теплових трубах.....	33
1.3. Методики дослідження теплотехнічних характеристик теплових труб.....	39
1.4. Методики дослідження теплотехнічних характеристик комбінованих сонячних колекторів.....	45
1.5. Постановка задачі дослідження.....	50
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДНІ ЗРАЗКИ. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ УСТАНОВКИ І МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ	53
2.1. Методика розробки, оптимізація та технологія виготовлення АКТТ для КСК.....	53
2.2. Експериментальні зразки АКТТ.....	64
2.3. Методики і експериментальні установки для дослідження АКТТ...	65
2.4. Експериментальні дослідні зразки СК і ФЕБ.....	73
2.5. Методики дослідження КСК з АКТТ, СК та ФЕБ.	78
2.6. Програми дослідження комбінованого сонячного колектора.....	86
2.7. Оцінка похибок вимірювань.	92
2.8. Висновки по розділу 2.....	96
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ АКТТ.....	98
Висновки по розділу 3.....	111
РОЗДІЛ 4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КСК.....	113

Висновки по розділу 4.....	122
РОЗДІЛ 5 РЕЗУЛЬТАТИ І АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	124
5.1. Алюмінієві канавчаті теплові труби.....	124
5.2. Комбінований сонячний колектор.....	146
5.3. Висновки по розділу 5.....	171
РОЗДІЛ 6 РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ КОМБІНОВАНИХ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ.....	173
6.1 Рекомендації щодо вибору матеріалів та комплектуючих.....	173
6.2. Рекомендації щодо технологічного процесу виготовлення.....	174
6.3. Рекомендації щодо використання КСК.....	174
6.4 Рекомендації щодо подальшого впровадження.....	177
ВИСНОВКИ.....	178
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	181
ДОДАТКИ.....	197
Додаток А. Список публікацій здобувача Козака Д.В. за темою дисертації «Теплотехнічні характеристики комбінованого сонячного колектора на основі алюмінієвих канавчатих теплових труб» і відомості про апробацію результатів дисертації.....	198
Додаток Б. Стандарти по класу точності імітаторів Сонця.....	202
Додаток В. Технологічні основи виробництва АКТТ.....	204
Додаток Г. Конструктивні параметри АКТТ і КСК.....	217
Додаток Д. Інформація про використання результатів дисертаційної роботи на ПП Науково-впроваджувальна фірма «Теплові технології» (м. Київ).....	223

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ І СКОРОЧЕНЬ

M – коефіцієнт якості теплоносія, Вт/м²;
 c_p – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К);
 a – коефіцієнт температуропровідності, м³/с;
 G – питома витрата теплоносія через СК, м³/с;
 β – коефіцієнт об'ємного теплового розширення, К⁻¹;
 ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;
 σ – коефіцієнт поверхневого натягу, Н/м;
 r – скрита теплота пароутворення, Дж/кг;
 P – тиск, Па;
 ΔP – перепад тиску, Па;
 g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 L – довжина, м;
 φ – кут нахилу, градуси;
 t – температура, °С;
 T – температура, К;
 ΔT – температурний перепад, °С;
 Q – тепловий потік, Вт;
 r – радіус, м;
 α – середній коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К);
 S – площа поверхні, м²;
 R – термічний опір, К/Вт;
 W – ширина канавки, м;
 D – глибина канавки, м;
 m – маса, кг;
 d – діаметр, м;
 δ – товщина, перевищення, м;
 h – глибина, м;
 N – число канавок;

q – густина теплового потоку, Вт/м²;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

f – коефіцієнт опору тертя;

w – швидкість, м/с;

μ – динамічна в'язкість, Па·с;

ε – коефіцієнт заповнення теплоносієм;

e – ексергія;

X – параметр, що враховує умови навколишнього середовища, К·м²/Вт;

E – інтенсивність сонячного випромінювання, що падає на СК, Вт/м²;

η – ефективність;

$$Pe = \frac{q}{r \cdot \rho \cdot v} \cdot l \cdot \frac{v}{a} - \text{число Пекле};$$

$$Pr = \frac{v}{a} - \text{число Прандтля};$$

$$l = \left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho_p - \rho_n)} \right)^{0.5} - \text{капілярна стала Лапласа};$$

$$K_p = \frac{P_n}{(\sigma \cdot g \cdot (\rho_p - \rho_n))^{0.5}} - \text{критерій тиску};$$

$$We = \frac{2 \cdot r \cdot \rho_n \cdot w_n^2}{\sigma}, - \text{число Вебера};$$

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} - \text{число Нуссельта};$$

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot d}{\mu} - \text{число Рейнольдса}.$$

Індекси та скорочення:

ТС – термосифон;

ТТ – теплова труба;

СК – сонячні колектори;

КС – капілярна структура;

АКТТ – алюмінієва теплова труба з канавчатою капілярною структурою;
КСК – комбінований сонячний колектор;
ФЕП – фотоелектричний перетворювач;
ФЕБ – фотоелектрична батарея;
ВАХ – вольт-амперна характеристика;
ТП – теплопоглинаюча поверхня;
СЕС – сонячна енергетична система;
ТХ – теплообмінник-холодильник;
НЕ – нагрівач електричний;
ВТ – ватметр;
ЛАТР – лабораторний автотрансформатор;
СН – стабілізатор електричної напруги;
АЦП – аналоговий цифровий перетворювач;

р – рідина, розрахунковий;

п – пара;

н – насичення;

кап – капілярний, капілярна;

кс – капілярна структура;

g – гравітаційні сили;

зн – зона нагріву;

зк – зона конденсації;

зт – зона транспорту;

еф – ефективна;

ср – середній, середня;

ТТ – стосується теплової труби;

ТС – стосується термосифону;

зов – зовнішній;

к – стосується канавки;

екв – еквівалентний, еквівалентна;

гр – граничний, гранична;

е – експериментальний;

нс – навколишнє середовище;

вих – вихідний;

вх – вхідний;

відв – відведений;

вт – втрати.

ВСТУП

В останні десятиліття змінилася тенденція розвитку енергетики в світі внаслідок пошуку людством невичерпних, екологічно чистих енергетичних ресурсів. Головною проблемою стало високе енергоспоживання та забруднення навколишнього середовища різними видами промислової і побутової техніки. Але основним споживачем енергії, а також, джерелом забруднення є житлові будівлі. Країни Євросоюзу приймають посилені заходи з підвищення енергоефективності та екологічного рівня свого житлового сектора. Сьогодні в Євросоюзі виконується програма і розробляється стандарт, який передбачає перехід до будівництва будинків з нульовою енерговитратою – пасивний будинок з 2020 року. Така програма спрямована на різке зниження витрати енергії на центральне опалення, гаряче водопостачання, додаткове опалення, системи вентиляції та кондиціонування, освітлення будівель. Основним завданням є розробка технічних рішень, що дозволяють ефективно використовувати поновлювані джерела енергії, зокрема, сонячну. У цьому аспекті, враховуючи конструктивні особливості використання сонячних теплових та електричних систем, актуальним є спрощення їх інтеграції і використання зазначених систем як елементів дахів і фасадів будівель.

Актуальність теми. Сьогодні відомі традиційні конструкції плоских сонячних колекторів широко використовувані по всьому світу. Однак, враховуючи їх стандартні конструкції, існують певні проблеми з їх інтеграцією в будівлі. Хороші перспективи відкриває використання теплових труб (ТТ) як автономних елементів сонячних колекторів. Але, використання мідних ТТ в конструкціях вискоелефективних вакуумних колекторів також ускладнює їх інтеграцію за рахунок стандартизованої та обмеженої конструкції абсорбуючої вакуумної колби. Крім того, такі конструкції досить дорогі. У цьому напрямку було б цікаво вирішити задачу шляхом застосування більш гнучких і дешевих конструктивних рішень з

використанням алюмінієвих теплових труб з канавчатою капілярною структурою.

Застосування алюмінієвих канавчатих теплових труб (АКТТ) як елемента абсорбуючої поверхні комбінованого сонячного колектора (КСК) дасть можливість значно підвищити ефективність системи в цілому. За рахунок інтенсивних процесів теплообміну в теплових трубах фотоелектричні перетворювачі КСК і фотоелектричної батареї (ФЕБ) будуть працювати у відмінних температурних режимах роботи. При додатковому охолодженні ефективність фотоелементів КСК буде вища порівняно з фотоелементами ФЕБ.

Технологія виготовлення АКТТ дає можливість отримати оптимальну структуру, яка відрізняється високими теплотехнічними і гідродинамічними характеристиками у порівнянні з іншими відомими типами структур. Використання АКТТ забезпечує модульність конструкції і простоту експлуатації системи.

Для надання відповіді на питання про можливість застосування такого типу ТТ в сонячних системах необхідно провести дослідження їх теплотехнічних та ресурсних характеристик.

Об'єкт дослідження – процеси теплообміну в комбінованому сонячному колекторі з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами.

Предмет дослідження – закономірності теплофізичних процесів та вплив геометричних і режимних факторів на теплообмінні процеси в комбінованому сонячному колекторі з алюмінієвими канавчатими тепловими трубами.

Методи дослідження. В основу дослідження покладені методи теорії теплообміну і гідродинаміки для аналізу процесів, що характеризують роботу ТТ, метод математичного моделювання для аналізу процесів теплообміну в ТТ, аналітичні і експериментальні дослідження теплотехнічних характеристик ТТ.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є розробка нового типу сонячної системи – комбінованого сонячного колектора (КСК),

покращення його технічних та технологічних показників шляхом застосування профільних алюмінієвих ТТ з капілярною структурою (КС) канавчатого типу та дослідження їх теплотехнічних характеристик.

Для досягнення вищесказаної мети необхідно було вирішити наступні основні задачі:

1. Вибір конструкції ТТ. Вибір конструкції КС ТТ.
2. Теоретичне та експериментальне дослідження теплотехнічних характеристик ТТ. Розробка математичної моделі ТТ з КС канавчатого типу.
3. Оптимізація конструкції ТТ та геометричних параметрів КС шляхом застосування теоретичних та експериментальних методик досліджень процесів в ТТ.
4. Теоретичне та експериментальне дослідження теплотехнічних характеристик оптимізованих ТТ.
5. Розробка експериментального КСК та дослідження його теплотехнічних характеристик.
6. Розробка рекомендацій, конструктивних вказівок і методик щодо чисельних розрахунків та технологій виготовлення КСК з ТТ.

До основних елементів більшості сонячних енергетичних систем (СЕС) відноситься теплопоглинаюча поверхня ТП (абсорбер). Головна задача, що виникає у інженерів на перших етапах виготовлення сонячної системи – розробка надійної та гнучкої конструкції абсорбуючого елемента, що забезпечить ефективний відвід тепла від його ТП.

Особливим випадком являється КСК. При їх розробці стоїть подвійна задача: не тільки якісний відвід тепла але й водночас конструкція абсорбуючого елемента повинна підтримувати відповідний температурний рівень ТП при різних режимах роботи, що забезпечить високу ефективність роботи КСК.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Уперше отримано експериментальні дані та проведено аналіз впливу геометричних характеристик (діаметра парового простору і довжини зони

нагріву): за геометричних характеристик зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$ на значення граничної густини теплового потоку АКТТ у режимі термосифона. Отримані результати дають змогу визначити оптимальні геометричні характеристики ТТ для її використання в режимі термосифона у складі КСК.

2. Уперше отримано критеріальну залежність впливу температури/тиску насиченої пари на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в АКТТ у режимі термосифона, що дає змогу розрахувати значення коефіцієнта тепловіддачі в діапазоні температур насиченої пари робочої рідини від $+30$ до $+90$ °С за геометричних характеристик зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002-0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною ТТ $\varepsilon = 0,2-0,8$ і кута нахилу відносно горизонту $\varphi = 15-90^\circ$.

3. Розроблено нову аналітичну модель для аналізу процесів теплообміну в КСК з АКТТ, що працює в режимі термосифона, головною особливістю якої є спільний розгляд процесів переносу тепла і маси, що порівняно зі звичайними методиками розрахунку КСК з ТТ дає змогу описати роботу КСК за граничних умов третього роду і зі змінною густиною теплового потоку.

4. Уперше проведено ексергетичний аналіз КСК порівняно з іншими СЕС. У результаті виявлено найбільш оптимальні режими експлуатації КСК з АКТТ, які працюють у режимі термосифона.

5. Розроблено методику для оптимізації та проведення інженерних розрахунків теплотехнічних характеристик КСК з АКТТ.

Матеріал дисертації розширює аспекти наукових знань про теплові процеси в КСК з АКТТ, що працюють у режимі термосифона. Виконана робота відкриває перспективи розроблення і виготовлення надійних та високотехнологічних КСК з АКТТ.

Практичне значення результатів роботи. В рамках виконання даної роботи, створена принципово нова конструкція КСК для одночасного

виробництва теплової та електричної енергії на основі високоефективних теплопередаючих пристроїв – теплових труб.

Теплові труби дають можливість організувати ефективне охолодження кремнієвих фотоперетворювачів, що дає змогу знизити їх температуру з 80...120 °С до 40...50 °С. Це збільшує вихідну електричну потужність фотоелектричної батареї приблизно в 2 рази, що дає приріст електроенергії на 50...60 Вт з одного квадратного метра. Завдяки ізотермічній поверхні теплових труб під фотоелектричними перетворювачами, очікуваний приріст ККД фотоелектричної батареї складе ще до 2 %.

Крім електроенергії, одночасно, отримується до 450 Вт теплоти з 1 м² теплопоглинаючої поверхні (для підігріву води) за рахунок ефективного охолодження фотоелектричних перетворювачів за допомогою АКТТ та малогабаритного теплообмінника з низьким гідравлічним опором.

Робота належить до пріоритетних прикладних досліджень і, за своїми результатами, є актуальною для декількох суміжних галузей науки (електротехніки, теплофізики, електроніки, матеріалознавства).

Особистий внесок здобувача. Наукові положення, удосконалення аналітичної моделі теплопередачі АКТТ в режимі термосифона, розробка аналітичної моделі теплообміну в КСК, розробка інженерної методики розрахунку КСК, моделювання, систематизація, обробка й аналіз експериментальних даних, висновки, що становлять суть дисертації, сформульовані та виконані автором самостійно. Здобувачем особисто запропоновано: ідею підвищення ефективності КСК за рахунок охолодження і температурній стабілізації ФЕП; концепцію створення фасадних комбінованих сонячних колекторів на основі АКТТ; основи технології виготовлення КСК і АКТТ з теплоносієм н-пентан, ацетон, метанол, етанол, фреон 113, фреон 141 для застосування в режимі термосифона; програми та методики випробувань комбінованих сонячних колекторів з АКТТ для сонячних енергетичних систем.

Апробація результатів роботи. Результати та основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: XV Мінському міжнародному форумі з тепло- і масообміну (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 23-26 травня 2016); Конференції з розвиненого будівництва (Італія, м. Брессаноне, 28-29 жовтня 2014); Конференції «Дні відновлювальної енергетики» (Австрія, м. Уельс, 22-27 лютого 2015); IX Міжнародному семінарі «Теплові труби. Теплові насоси. Холодильники. Джерела енергії» (Республіка Білорусь, м. Мінськ, 7-10 вересня 2015); XII, XIII, XV Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Україна, м. Київ, 22-25 квітня 2014, 21-24 квітня 2015, 25-28 квітня 2017); XVI, XVII, XVIII Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та електронні технології» (Україна, м. Одеса, 24-28 травня 2015, 23-27 травня 2016, 22-26 травня 2017).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 19 наукових праць, у тому числі 7 статей у наукових фахових виданнях (з них 2 статті – у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз, 5 статей – у виданнях іноземних держав), 12 тез доповідей у збірниках матеріалів конференцій.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 6 основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 153 наукові роботи, 5 додатків. Повний обсяг роботи становить 223 сторінки та включає 11 таблиць, 90 рисунків.

Автор щиро дякує за надання сприяння в проведенні досліджень наукового керівника д.т.н. Хайрнасова Сергія Манісовича, за постійну увагу до проведених досліджень д.т.н. Кравця Володимира Юрійовича та к.т.н. Рассамакіна Бориса Михайловича. А також, за всебічне сприяння в проведенні досліджень, хочу висловити подяку колективові кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики, ТЕФ, КПІ імені Ігоря Сікорського.

РОЗДІЛ 1

СТАН РОЗВИТКУ ТЕПЛОВИХ ТРУБ

Теплова труба (ТТ) відноситься до класу теплопередавальних пристроїв, загальною ознакою яких є функціонування по принципу замкнутого випарно-конденсаційного циклу, що характеризуються наявністю високої теплопровідності і теплотранспортної спроможності [1-7].

Області використання ТТ дуже різноманітні. ТТ застосовуються, наприклад, для термостабілізації зовнішніх панелей космічних апаратів, для охолодження радіоелектронного обладнання, в установках для кондиціонування і вентиляції будівель, котлах, при нагріванні і охолодженні двигунів, в харчовій промисловості і т.д. [2]

Всі теплові труби можна розділити на два підкласи – гнотові (з капілярною структурою) і безгнотові (без капілярної структури) ТТ, або термосифони (ТС) (рис. 1.1). ТТ з капілярною структурою (КС) – незамінні теплопередавальні пристрої для космічної техніки, оскільки успішно можуть працювати в умовах невагомості; в земних умовах, тобто при наявності сил гравітації, у багатьох областях техніки краще використовувати ТС. Пояснюється це тим, що КС створює додатковий опір для руху конденсату, в результаті чого граничні теплові потоки в теплових трубах з КС значно менше, ніж в ТС. Крім того виготовлення ТТ з КС – досить трудомісткий процес, що здорожує теплообмінний пристрій в цілому.

Двофазні термосифони являють собою замкнутий герметичний теплопередавальний пристрій, який працює по випарно-конденсаційному циклу в тепловому контакті із джерелом підводу і відводу тепла. Теплова енергія сприймається від джерела і витрачається на випаровування теплоносія, що знаходиться всередині корпусу ТТ. Потім вона переноситься парою у вигляді прихованої теплоти випаровування і далі, на певній відстані від місця випаровування, в залежності від тих чи інших способів відводу теплоти і виділяється при конденсації пари. Конденсат, що утворився

повертається в зону випаровування під дією гравітаційних сил. Таким чином, замість електронного механізму перенесення тепла шляхом теплопровідності, що має місце в суцільному металевому теплопроводі, у ТТ використовується молекулярний механізм переносу (іншими словами, якщо говорити більш точно – процес перенесення кінетичної і коливальної енергії хаотичного руху частинок пари).

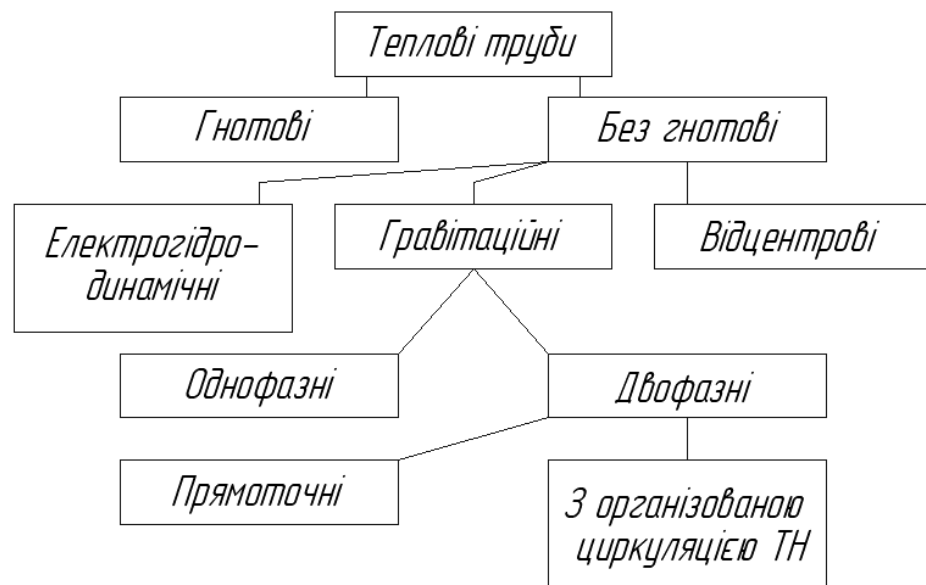


Рис. 1.1. Класифікація ТТ за принципом роботи [3-5]

Для ТС характерна висока еквівалентна теплопровідність, це визначається процесами, що протікають в його порожнині: кипінням теплоносія у випарнику, переміщення пари за рахунок різниці тиску у випарнику і конденсаторі, що створився при зменшенні об'єму при конденсації пари. Ці процеси дозволяють передавати великі теплові потоки при малих перепадах температур на великі відстані.

Процеси кипіння і конденсації в ТС просторово розділені, що дозволяє трансформувати теплові потоки. Трансформація може бути здійснена за рахунок зміни співвідношення поверхонь, що сприймають і віддають теплові потоки. Так, при великій густині теплових потоків в зоні нагріву шляхом збільшення поверхні конденсації можна знизити їх в конденсаторі, і навпаки.

Проста конструкція ТС дозволяє працювати автономно без обслуговуючого персоналу, контрольно-вимірювальної, регулюючої апаратури, а також без додаткових джерел електроенергії для переміщення теплоносія, оскільки для цих цілей використовуються гравітаційні сили. Таким чином, відмічені властивості показують безперечні переваги ТС, в порівнянні з іншими теплопередавальними пристроями.

Випарні двофазні ТС можуть бути закритими (рис. 1.2, а) і відкритими (рис. 1.2, б). Відкритий ТС не має конденсатора, теплоносій підводиться безперервно ззовні у випарник по трубці. Такий ТС застосовується в основному для дослідження процесів кипіння. Закриті ТС бувають вакуумованні і не вакуумованні (з газами, що не конденсуються, в порожнині). Розрізняють ТС з бічним і торцевим підводом теплоти. У теплообмінниках частіше зустрічаються з бічним підводом.

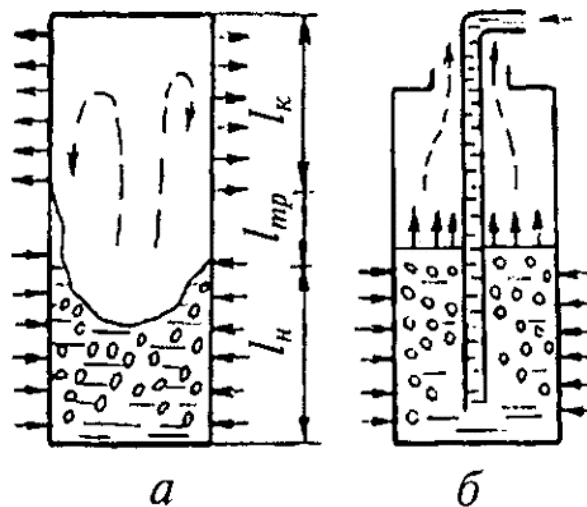


Рис. 1.2. Випарні ТС [3]: а – закритого типу; б – відкритого типу.

ТС, в яких переміщення рідкої фази теплоносія здійснюється під дією сил гравітації, передають теплоту лише в одному напрямі від випарника до конденсатора. Ця особливість дозволяє використовувати його як тепловий діод вимикач.

Використання ТС для охолодження високотемпературних елементів теплотехнічних агрегатів може у декілька разів перевищити надійність їх роботи [1-7].

1.1. Алюмінієві теплові труби.

Відсутність в конструкціях ТТ рухомих механічних частин, використання для руху теплоносія тільки малих капілярних сил, висока густина переданого теплового потоку при мінімальних перепадах температур (термічних опорах) і автономність роботи кожної з них, можливість резервування, мінімальне обслуговування і мала питома вага, безшумна робота створює їм переваги, забезпечує надійність і довговічність перед іншими теплообмінними системами [4-8].

В якості корпусів ТТ можуть використовуватися профілі спеціальної конструкції з алюмінієвих сплавів, одноканальні або двоканальні. В якості теплоносія (робочого тіла) ТТ можуть використовуватися хладони, пропилен, аміак, азот, кисень, аргон, лужні метали, вода та ін.

ТТ можуть мати гнучку транспортну зону, забезпечувати односторонню провідність тепла при досягненні об'єктом заданої температури, працювати проти сил тяжіння (підведення тепла вище зони відводу тепла) або в умовах мікрогравітації.

У принциповому плані ТТ з поздовжніми канавками відрізняються від інших типів ТТ виглядом і способом виготовлення КС конструкційного гноту. ТТ виготовляються як єдине ціле спільно з корпусом з алюмінієвого сплаву АД-31 за стандартом ГОСТ 4784-74 або сплавів 6060, 6061, 6063 за американським стандартом AMS 4116 методом екструзії (гарячого пресування під високим тиском рідкого металу через спеціальну матрицю, що охолоджується), який забезпечує високу точність і стабільність конструктивно-технологічних параметрів по довжині труби.

Ця особливість виготовлення КС конструкційного гноту дає можливість отримувати практично будь-які профілі поперечного перерізу

(рис. 1.3) і здійснювати вигини транспортної (адіабатичній) зони ТТ з малими радіусами, але не менше трьох зовнішніх діаметрів [8-14]. Зазначені особливості повинні враховуватися при конструкторсько-технологічних розробках ТТ і теплообмінних пристроїв на їх основі за технічними завданнями замовників, при їх серійному виготовленні, випробуваннях і поставках на конкретні вироби.

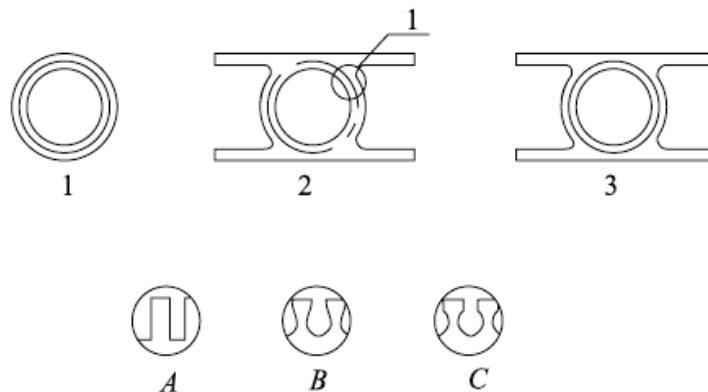


Рис. 1.3. Типи профілів конструкційних ТТ

Наявний асортимент алюмінієвого профілю для виготовлення ТТ з аксіальним канавками (рис. 1.4), що випускається вітчизняною і закордонною промисловістю, досить широкий і технологічно різноманітний [15-27]. Набір робочих теплоносіїв – від криогенного діапазону до високотемпературного. Це відкриває великі можливості для проектування практично різноманітних систем забезпечення теплового режиму.

Основною областю застосування алюмінієвих ТТ є аерокосмічні апарати. Такі пристрої показали свою високу ефективність при охолодженні, терморегулювання і підтримки температурних режимів радіоелектронної та іншої апаратури. За рахунок відсутності сил гравітації немає необхідності для застосування ТТ з більш складною КС (порошковою, металоволокнистою і т.д.), що істотно впливає на теплотехнічні, масогабаритні та інші характеристики в таких умовах.

У земних умовах алюмінієві ТТ знайшли своє місце в холодильній техніці, теплообмінних установках та інших галузях промисловості. За

рахунок низького термічного опору і високих теплопередаючих здібностей, які забезпечуються особливістю конструкції КС (розділення потоків пари і рідини), алюмінієві ТТ дозволяють розширити область впровадження таких пристроїв. ТТ з алюмінієвих сплавів дають можливість застосовувати ряд теплоносії, які мають унікальні властивості (у певному діапазоні робочих температур) і які сумісні тільки з цим типом конструктивних металів.

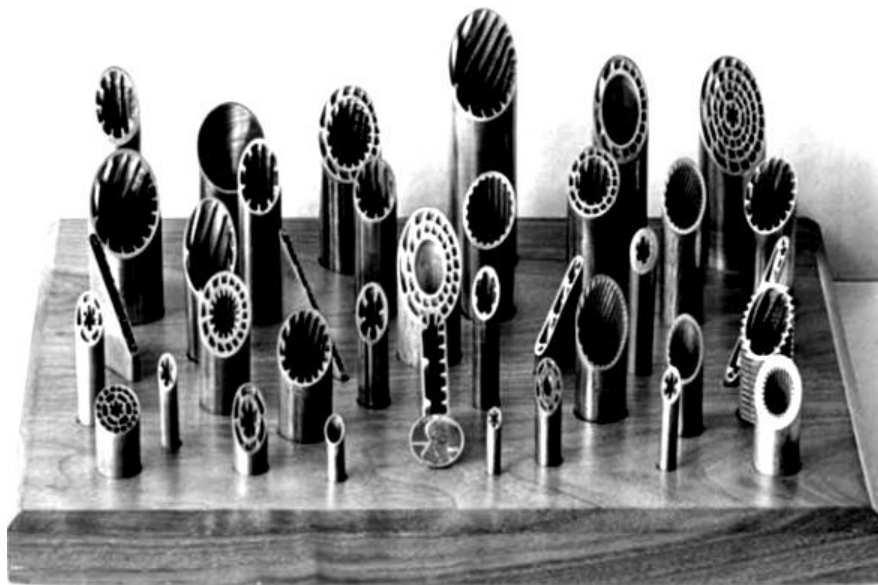


Рис. 1.4. Загальний вигляд алюмінієвих профільних труб [16]

Підведений до ТТ тепловий потік можна умовно розділити на три складові: тепловий потік, що передається по каркасу структури, тепловий потік, що проходить через частинки структури і рідини між ними, тепловий потік, який передається теплопровідністю через рідину в порах або капілярах.

Перенесення теплоти в ТТ з конструкційними КС (повздовжніми аксіальними канавками) в випарному режимі роботи здійснюється теплопровідністю через метал і рідину в канавках до поверхні меніска, з якою і відбувається випаровування. Аналітичні дослідження теплообміну при випаровуванні рідини в канавках проведені в [28-31, 32-34]. Автори зазначених робіт при постановці та вирішенні даної задачі приймали ряд

припущень різного ступеня правомірності. Результати аналітичних досліджень, як правило, відрізняються один від одного, в цілому свідчать про автомодельність коефіцієнтів теплообміну щодо густини теплового потоку і про значний вплив теплопровідності матеріалу корпусу на інтенсивність теплообміну, що підтверджується експериментальними даними. У зазначених роботах запропоновані розрахункові залежності для визначення коефіцієнтів теплообміну в зоні випаровування ТТ з конструкційними КС.

Випарний режим роботи ТТ існує в обмеженому діапазоні густини підведеного теплового потоку. При збільшенні теплового навантаження перегрів рідини може досягти значення, при якому відбувається закипання теплоносія. Для ряду конструкцій ТТ початок процесу кипіння теплоносія є чинником, що обмежує їх нормальне функціонування. Деякі автори [35, 36] вважають, що порушення нормальної роботи ТТ при закипанні теплоносія відбувається в результаті наступних процесів: 1) рідина у вигляді окремих крапель викидається при кипінні з КС в паровий канал; частина розпорошеної рідини захоплюється паровим потоком в зону конденсації і не бере участі в перенесенні теплоти, а інша частина крапель потрапляє в потік рідини в КС і уповільнює його рух; 2) утворення парових бульбашок на поверхні нагрівання і всередині КС призводить до розриву потоку рідини і перегріву корпусу ТТ. Проте дослідження [37, 38] показали, що таке обмеження справедливо для вставних КС з декількох шарів сіток з однаковим розміром чарунок і комбінованих КС з кільцевими артеріями. Застосування ж багат шарової сітчастої КС із зростаючим від поверхні нагрівання розміром чарунок дає можливість збільшити теплове навантаження в 5...10 разів у порівнянні із звичайною сітчастою КС, для якої режим кипіння є аварійним [39]. Згідно роботам [40, 41] процес кипіння в ТТ стійкий при використанні КС із спеченого порошку або металевих дискретних волокон.

Процеси кипіння в КС інтенсивно досліджувалися в роботах [42-64, 65-74]. Проте в наукових роботах даного напрямку переважають

експериментальні дані для окремих випадків без необхідної систематизації. Незважаючи на значну кількість робіт, присвячених вивченню кипіння в КС, до теперішнього часу немає єдиної точки зору про механізм цього процесу, практично відсутні надійні залежності для розрахунку характеристик теплообміну. Таке положення багато в чому пояснюється специфічними особливостями процесу кипіння на поверхні з капілярно-пористим покриттям, які обумовлені і тісно пов'язані з конкретним типом структури, її характеристиками, технологією виготовлення і з'єднання КС з поверхнею нагріву.

Згідно фундаментальній праці [35] існують дві гіпотези щодо механізму теплообміну в пористих тілах: 1) над поверхнею нагріву є шар рідини, по товщині приблизно рівний розміру пор; теплота передається через цей шар теплопровідністю і призводить до випаровування рідини з його поверхні, а відновлення рідинної плівки у поверхні нагрівання відбувається за допомогою капілярних сил; 2) над поверхнею нагріву є шар пари, по товщині приблизно рівний розміру пор; теплота передається через цей шар теплопровідністю до шару рідини, яка випаровується, а парові бульбашки рухаються по великих порам або паровідвідних каналах. На користь першої гіпотези свідчать результати роботи [61], в якій на підставі візуальних: спостережень і даних кінозйомок описані три основних режими процесу пароутворення в сітчастих КС, що характеризуються загальною ознакою – перенесенням теплоти від поверхні нагріву через мікрошар рідини.

У роботі [75] представлений аналіз дослідних даних який показує, що при кипінні в канавчатих КС домінуючий вплив на граничний тепловий потік $Q_{гр}$ впливає швидкість протікання рідини по ній. При малій величині руху рідини граничний тепловий потік перевищує $Q_{гр}$ для великого об'єму. Ймовірно, в канавці через малу товщину шару рідини парова бульбашка лопається, не досягаючи свого відривного діаметру. Зважаючи на це у поверхні нагріву не може бути утворена стійка парова плівка. Це підтверджується випробуванням випарників з прямокутними канавками. В

межах значення глибини канавки до 8 мм її збільшення призводить до зростання теплового потоку. У більш глибоких складаються сприятливі умови для скупчення бульбашок і тому таких канавок $Q_{гр}$ знижується.

Аналіз чисельних експериментальних даних показує, що на коефіцієнти теплообміну при кипінні впливають режим і режимні параметри процесу, теплофізичні властивості теплоносія і матеріалу КС, геометричні та структурні характеристики КС. При цьому більшість авторів вказує на зростання коефіцієнтів теплообміну зі збільшенням густини підведеного теплового потоку. Разом з тим, неоднозначні і вкрай суперечливі відомості про характер і ступінь впливу геометричних, структурних і теплофізичних параметрів КС (пористості, розмірів пор, товщини, теплопровідності) на інтенсивність теплообміну при кипінні.

В цілому, незважаючи на складність процесів теплообміну в зоні конденсації ТТ, автори робіт [1, 2, 6] рекомендують найпростішу залежність для визначення коефіцієнта теплообміну, що є тільки лише першим наближенням до реального процесу. В роботі [39] рекомендується критеріальна залежність для розрахунку теплообміну в зоні конденсації ТТ з сітчастими КС. Однак і ця залежність не враховує всіх особливостей умов роботи ТТ.

Інтенсивність теплообміну в зоні конденсації ТТ з конструкційними КС, на відміну від ТТ зі вставними КС, багато в чому визначається термічним опором плівки конденсату на поверхні КС, а термічний опір контакту КС з корпусом ТТ відсутній. Згідно з висновками роботи [76] найбільш важливим фактором, який впливає на теплообмін при конденсації на поверхні з канавками довільної форми, є кривизна меніска в канавці. На значну роль в інтенсивності теплообміну при конденсації на дрібноребристих капілярних поверхнях теплопровідності матеріалу КС вказують автори [77].

При дослідженні процесу конденсації в ТТ з конструкційними КС [76, 78] розглядається модель процесу, аналіз якої дає можливість виявити

основні фактори, що впливають на інтенсивність процесу теплообміну, і отримати відповідні розрахункові залежності.

Останньою частиною будь-якого якісного дослідження є статистична обробка результатів. Вона дає можливість оцінити статистичні та випадкові похибки вимірювання. Використовуючи математичні методи можна розрахувати основні метрологічні характеристики методики аналізу (оцінити повторюваність і правдивість отриманих даних, відкинувши результати, що утримують похибки).

1.2. Комбіновані сонячні колектори на теплових трубах.

Сонячна енергетика в світі на початок XXI століття посіла визначне місце в загальній господарсько-економічній діяльності людини. За останні 15 років генерація всієї сонячної енергії в світі зросла майже в 150 разів. Одним із найпоширенішим прикладом альтернативної відновлювальної енергетики цього типу являються сонячні теплові колектори і сонячні електричні батареї. Поєднання цих двох типів систем в одну призвело до появи комбінованого сонячного колектора (КСК). Одна із перших конструкцій колекторів цього типу була описана в роботі Мартіна Вольфа в 1976 році [79]. Велика кількість досліджень були проведенні послідовно. Наприклад, Рагхураман в роботі [80] представив дві окремі одномірні математичні моделі для прогнозування характеристик водяного і повітряного КСК і порівняв з результатами експерименту. В роботі були написані проектні рекомендації для максимізації від повної виділеної енергії. Так само Берген і Ловвік представили детальну модель для прогнозування продуктивності системи КСК [81,82].

КСК представляють собою поєднання фотоелектричного перетворювача (ФЕП) і сонячного теплового колектора, що дає можливість одночасно перетворювати сонячну енергію в електричну та теплову в одній інтегрованій системі. Є різні підходи до проектуванні КСК. Конструктивні параметри основані на типі колектора, тепловій та електричній ефективності,

сонячній радіації і робочій температурі. В системах може застосовуватися повітряне та водяне охолодження, монокристалічні, полікристалічні, аморфні та тонкоплівкові ФЕП, ламіновані або не ламіновані абсорбери, з природною чи примусовою циркуляцією теплоносія і т. д. ФЕП перетворює сонячну радіацію в електричну енергію з максимальною ефективністю в діапазоні 6...23 % [83-85], в залежності від типу ФЕП при нормальній температурі і тиску. Зі збільшенням температури ФЕП на 1 °С його ефективність зменшується на 0,5 % [86-88].

Принцип роботи ФЕП полягає у явищі фотоелектричного ефекту. Конструкція ФЕП складається з кремнієвої пластини з нанесеними на нижній і верхній поверхнях шари з добавкою бору і фосфору. В шарі кремнію з добавкою фосфору будуть виникати вільні електрони (носії електричного заряду n-типу). А в шарі кремнію з добавкою бору – відсутні електрони або дірки (носії електричного заряду p-типу). На межі цих двох шарів виникає слабе електричне поле, відповідно p-n перехід. Під дією сонячного випромінювання (видимого спектру випромінювання) фотони (частинка енергії електромагнітного випромінювання) вибивають із кристалічної решітки носії n- і p-типу. В наслідок цього електрони і дірки поляризуються (розбігаються в відповідності до свого заряду під дією електромагнітного поля). За рахунок наявності електропровідних доріжок між шарами кремнію вибиті електрони починають рухатися і компенсувати дірки в іншій частині ФЕП. За рахунок цього виникає різниця потенціалів (напруга) і протікає електричний струм.

КСК складається з модуля ФЕП, на зворотному боці якого розміщений абсорбер. Мета пластини абсорбера – охолодження модуля ФЕП і тим самим поліпшити його електричні характеристики, і по-друге, зібрати теплову енергію, яка в іншому випадку була б втрачена в навколишнє середовище. Це зібране тепло може бути використане для низькопотенційного використання. Гібридна конструкція надає додаткові переваги, такі як зменшення теплових напружень і, отже, більш тривалий термін служби модуля ФЕП, висока

продуктивність і надійність, низькі експлуатаційні витрати і стабілізація вольт-амперної характеристики сонячного елемента.

Використання КСК має багато переваг в порівнянні з іншими типами енергетичних систем. Потенційні переваги, такі як:

- безшумна робота;
- відсутність відходів при роботі (екологічно чиста технологія);
- висока продуктивність і надійність системи;
- низька система обслуговування;
- високий коефіцієнт співвідношення виробленої енергії до

зайнятої робочої площі.

Недоліки:

- нерівномірне охолодження ФЕП – необхідний інноваційний дизайн абсорбера;
- тривалий термін окупності;
- висока вартість виготовлення та монтажу;
- складна інтеграція в існуючі системи дахів і фасадів будівель.

Основним елементом конструкції будь якого СК являється абсорбер – ТП сонячного випромінювання. Перші спроби практичного використання ТТ в СК в якості ТП були запропоновані в роботах [89-94]. В працях приведені ряд прикладів застосування різних типів ТТ в СК. На сьогоднішній день ТТ грають визначну роль в розвитку сонячної енергетики. Ці високо теплопровідні пристрої широко застосовуються в плоских, вакуумних і КСК. За рахунок своїх властивостей, автономної, надійної і ефективної роботи вони добре себе зарекомендували в сферах відновлювальної сонячної енергетики.

В роботах [95-104] представлені конструкції експериментальних зразків КСК з ТТ. Більшість з них мають однакові конструктивні особливості але відрізняються типом системи охолодження (рідинне або повітряне). Як видно із цих досліджень, за рахунок застосування ТТ в КСК можуть позбутися декількох із основних недоліків, а саме складності інтеграції

гібридної системи та нерівномірності охолодження ФЕП.

На рисунку 1.5 представлений один із експериментальних зразків, що досліджувався Пей Гангом і Фу Хуаде (Китай) [101, 102]. КСК складається з ТП, основою якої є алюмінієва пластина з нанесеним селективним покриттям. На ТП ламіновані монокристалічні кремнієві ФЕП. До нижньої поверхні алюмінієвої пластини встановлені дев'ять мідних ТТ з канавчатою КС (рис. 1.6). В якості робочої рідини використовувалась дистильована вода.

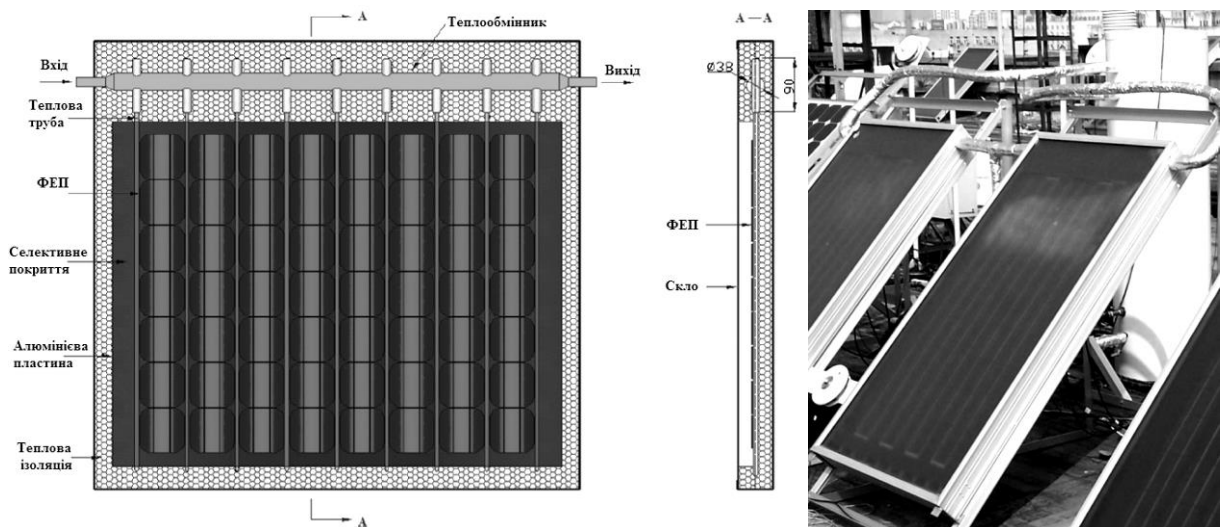


Рис. 1.5. КСК на мідних ТТ [101, 102]

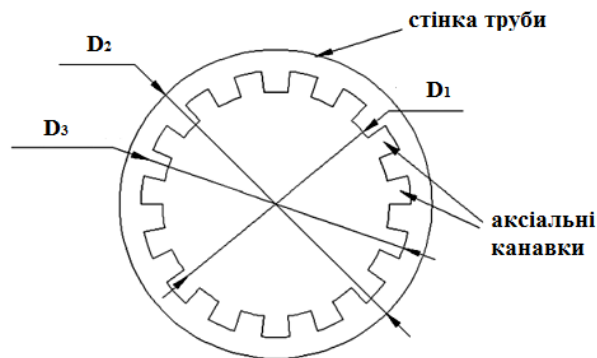


Рис. 1.6. Конструкція КС мідної ТТ для КСК [102]

За рахунок прозорого захисного скла з низьким вмістом заліза (для високої ефективності пропускання) сонячні промені потрапляють на ТП і ФЕП. На відкритих ділянках ТП за рахунок теплообміну випромінюванням

алюмінієва пластина поглинає сонячні промені (теплого або інфрачервоного спектру випромінювання) і нагрівається. Разом з цим мідні ТТ за рахунок внутрішніх процесів кипіння і конденсації робочої рідини (більш детально робота ТТ була описана) передають тепло охолоджуючому теплоносієві (за рахунок процесів теплопровідності і тепловіддачі).

Ідея використання ТТ в конструкції КСК полягала в підвищенні ефективності ФЕП і додатковому виробленні теплової енергії при збереженні тієї ж площі поверхні. За рахунок високоінтенсивних процесів кипіння і конденсації ТТ забезпечує рівномірний відвід теплоти від ФЕП по всій довжині і ширині. Таке охолодження сприяє підвищенню електричного коефіцієнта корисної дії (ККД) ФЕП так як його електрична ефективність суттєво залежить від температурного рівня роботи [96-99].

По результатам роботи [101, 102] застосування ТТ як теплопередаючого елемента КСК може призвести до деякого зростання ефективності роботи в порівнянні із звичайними КСК проточного типу. За рахунок концентрації на невеликій площі теплообміну в зоні конденсації ТТ густина теплового потоку сягає великих значень. З цим зростає інтенсивність тепловіддачі від стінки труби до охолоджуючої рідини. У цьому ж аспекті варто зазначити, що така конструкція КСК має менший гідравлічний опір проточної частини в порівнянні із звичайними КСК.

Експериментальні дослідження проведенні Пей Хангом і Фу Хуаде показали (рис.1.7-1.8), що доцільно використовувати ТТ в конструкції КСК. Із роботи було проаналізовано, що тепла ефективність складає 60...62 % при тепловій потужності 380...400 Вт з 1 м² площі КСК, а електрична – 12 % при продуктивності 45 Вт з 1 м².

Крім переваг конструкції і робочих характеристик КСК на мідних ТТ має і недоліки. Перш за все основний недолік такої конструкції КСК це наявність термічного опору між алюмінієвою пластиною і стінкою ТТ. За рахунок цього властивість ТТ до високотеплопровідної передачі теплоти не використовується у повній мірі. Це призводить до погіршення ефективного

рівня охолодження і до підвищення температури ТП тим самим різко падає ефективність роботи ФЕП.

Також не доцільним вважається використання дистильованої води в якості робочої рідини ТТ. Цей аспект суттєво впливає на роботу КСК (а особливо ФЕП) при невеликих значеннях густини сонячного випромінювання (рис. 1.7-1.8). Так як температура насичення води, яка визначає діапазон роботи ТТ, досить висока для ефективного відводу тепла використання ТТ погіршує роботу КСК.

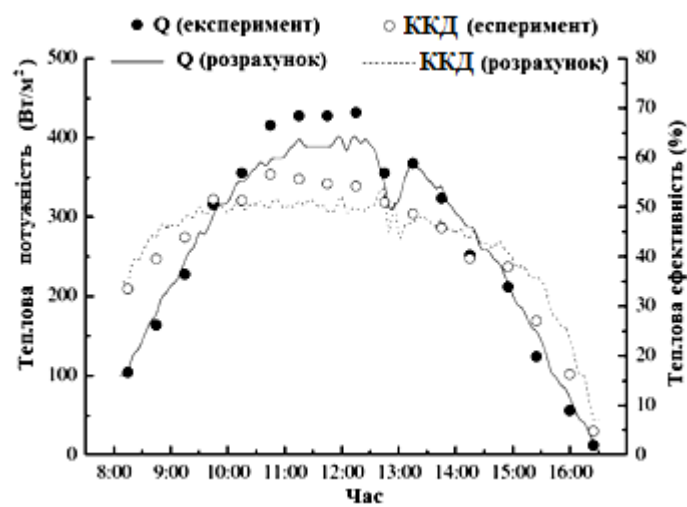


Рис. 1.7. Електрична потужність і ефективність КСК на мідних ТТ [101]

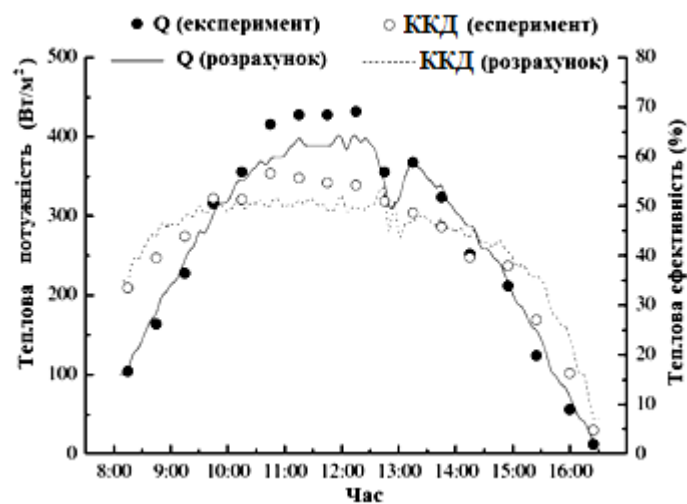


Рис. 1.8. Теплова потужність і ефективність КСК на мідних ТТ [102]

Загалом всі КСК мають одну особливість – стандартну зварну нероз’ємну конструкцію. Цей аспект обмежує інтеграцію СК в будівлю так як елементи колектору невід’ємно пов’язані між собою. Тому на даний час поки нема широкої тенденції використання КСК на фасадах і дахах будівель.

1.3. Методики дослідження теплотехнічних характеристик теплових труб.

Перед початком роботи ТТ на реальних об’єктах проводяться наукові експерименти їх дослідних макетів. Експериментальні дослідження теплотехнічних характеристик ТТ проводяться на спеціальних створених стендах. Один із таких стендів описано в роботі [105] (рис. 1.9). Кожен стенд складається з окремих блоків: електроживлення і регулювання, системи вимірювання, системи охолодження, системи орієнтування в просторі. Відповідно до конкретних випадків ці блоки можуть мати свої особливості, які мають бути враховані при проектуванні експериментальної установки [106-109].

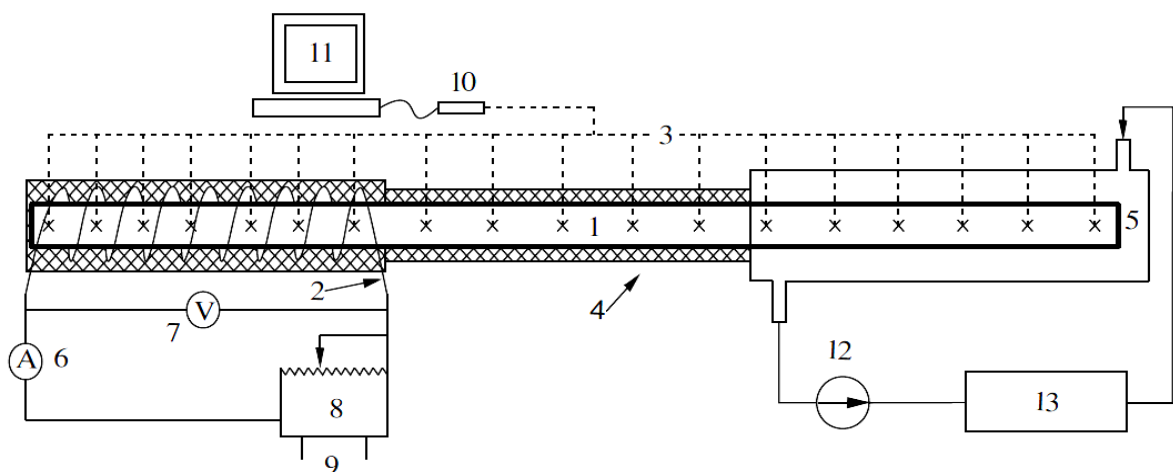


Рис. 1.9. Схема установки для дослідження ТТ [105]: 1 – теплова труба;
2 – електричний нагрівач; 3 – датчики температури; 4 – теплоізоляція;
5 – теплообмінник; 6 – амперметр; 7 – вольтметр; 8 – регулятор напруги;
9 – електрична мережа; 10 – адаптер; 11 – комп’ютер;
12 – насос; 13 – термостат.

Дійсний робочий діапазон ТТ залежить від роду робочої рідини і матеріалу КС і буде істотно відрізнятися для різних ТТ. Показано, що якщо втратами тиску в паровій фазі і гравітаційним напором можна знехтувати, то величини, що визначають максимальну передавальну здатність пристрою, можна об'єднати в певний критерій якості M [2, 6, 75]:

$$M = \frac{\rho_p \cdot \sigma \cdot r}{\mu_p}, \quad (1.1)$$

де ρ_p – густина робочої рідини в рідкій фазі, кг/м^3 ; σ – коефіцієнт поверхневого натягу робочої рідини, Н/м ; r – прихована теплота пароутворення робочої рідини, Дж/кг ; μ_p – динамічна в'язкість робочої рідини, $\text{Па}\cdot\text{с}$.

Залежність критерія M від температури для ряду робочих рідин показано на рис. 1.10. Незважаючи на те що ТТ має дуже високу теплопровідність, в ній існують радіальні перепади температур у випарнику і конденсаторі і аксіальний перепад уздовж труби. У роботі [2, 6] наводяться формули які дозволяють оцінити ці температурні перепади. Критерій M є одним із основних параметрів при виборі теплоносія для ТТ.

Верхня межа теплопередаючої здатності ТТ може визначається одним або декількома факторами. Як відомо, ТТ мають обмеження (рис. 1.11) по теплопередачі внаслідок: кінетики випаровування, гідродинаміки течії рідкої фази теплоносія, досягнення кризи теплового потоку в випарнику, газодинамічного запирання по паровому потоку, обмеженого діапазону робочих температур (визначається за критичною температурою і температурою потрібної точки фазового переходу рідини) [2, 6, 75]. Найбільш істотними обмеженнями для ТТ є криза кипіння і осушення КС [1-6].

Для ТТ першим обмеженням вважається лімітування по насиченні КС рідиною. Головна умова, яка визначає роботу ТТ представлена співвідношенням [1-6]:

$$(\Delta P_c)_{\text{гр}} \geq \Delta P_p + \Delta P_n + \Delta P_g, \quad (1.2)$$

де ΔP_p – перепад тиску, необхідний для повернення рідини із конденсатора у випарник, Па; ΔP_n – перепад тиску, потрібний для забезпечення перетоку пари із випарника до конденсатора, Па.

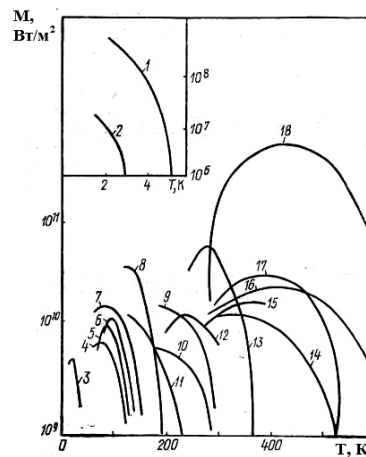


Рис. 1.10. Залежність критерія якості теплоносія M від температури [2, 6, 75]:

- 1 – He^4 ; 2 – He^3 ; 3 – H_2 ; 4 – N_2 ; 5 – CO ; 6 – Ar ; 7 – O_2 ;
 8 – CH_4 ; 9 – CHF_3 ; 10 – C_2F_6 ; 11 – CF_4 ; 12 – $\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$; 13 – $\text{C}_2\text{P}_3\text{Cl}$; 14 – C_7H_{12} ;
 15 – C_8H_{10} ; 16 – $\text{C}_6\text{H}_6\text{Cl}$; 17 – $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$; 18 – H_2O .

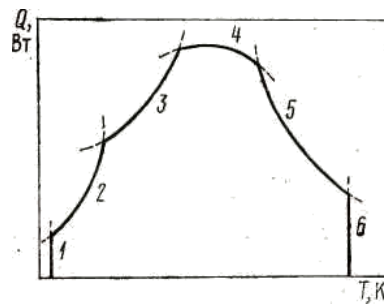


Рис. 1.11. Основні обмеження теплопередачі в ТТ [2,6, 75]:

- 1, 6 – температурне обмеження; 2 – звукове обмеження; 3 – стійкість межі розділу рідина-пара; 4 – капілярне обмеження; 5 – кипіння в зоні нагріву.

Різниця тисків, обумовлена гідростатичним напором рідини, може бути як позитивною, так і негативною або нульовою залежно від взаємного розташування в просторі випарника і конденсатора. Ця різниця тисків ΔP_g визначається виразом:

$$\Delta P_g = \rho_p \cdot g \cdot l \cdot \sin \varphi, \quad (1.3)$$

де g – прискорення вільного падіння м/с^2 ; l – довжина теплової труби, м ; φ – кут між віссю теплової труби і горизонталлю, рад .

Максимальний капілярний тиск $(\Delta P_c)_{\text{гр}}$, при виникненні меніску на межі фаз пара-рідина, визначається із рівняння Лапласа:

$$(\Delta P_c)_{\text{гр}} = \frac{2 \cdot \sigma_p}{r_e} \cdot \cos \theta, \quad (1.4)$$

де r_e – ефективний капілярний радіус, м (детальний розрахунок для різних КС представлений в [1-3, 7, 8]); θ – крайовий кут змочування, рад .

Другим обмеженням, яке також суттєво проявляється, є криза кипіння. Величина Q визначається початком кризи кипіння I роду, величина якого істотно залежить від тиску насиченої пари. Наприклад, у кріогенних ТТ перше обмеження (капілярне) настає при великих потоках підведення тепла, а друге – при великій густині теплового потоку.

У випадках пуску теплової труби, а також в високотемпературних рідкометалевих труб потрібно враховувати вплив стисливості потоку пари на її роботу. При досягненні надзвукової швидкості пари настає процес запирання парового потоку, що веде за собою до зниження температури в зоні конденсації, але не до збільшення кількості тепла, що передається тепловою трубою.

Обмеження по кипінню описується теорією бульбашкового кипіння. У двофазній системі тиск рідини в зоні нагріву (ЗН) дорівнює тиску насичення

при температурі на межі рідина-пар мінус капілярний тиск на міжфазній межі. З цього випливає, що тиск насичення пари при температурі на межі розділу рідина-труба перевищує тиск рідини в цій же точці і в КС випарника може початися утворення парових бульбашок. Утворення в КС парових бульбашок є небажаним, тому що вони можуть призвести до виникнення перегрітих ділянок і перешкоджати циркуляції рідини. Таким чином, існує обмеження теплового потоку пов'язаного з паротворенням в тепловій трубі.

Крім кризи теплообміну в ТТ може виникнути криза за рахунок порушення циркуляції рідини і недостатнього її зливу в зону нагріву. Одним із характерних ознак появи цього процесу є унос (відрив) плівки рідини потоком пари. Так як в тепловій трубі рідина і пара рухаються в протилежних напрямках, на поверхні розділу фаз виникає зсувна сила. Якщо швидкість пари досить велика, то може досягти межа, коли рідина буде відриватися від поверхні труби або КС.

В гідродинаміці вплив потоку газу на зустрічний потік рідини характеризується числом Вебера We . В теорії теплових труб було отримано залежність (1.5) яка визначає обмеження по уносу рідини паром:

$$We = \frac{2 \cdot r_r \cdot \rho_n \cdot w_n^2}{\sigma}, \quad (1.5)$$

де w_n – швидкість потоку пари, м/с; r_r – гідравлічний радіус поверхні КС, м.

$$r_r = \frac{2 \cdot F_{KC}}{\chi},$$

де F_{KC} – площа окремих пор на поверхні КС, м²; χ – змочений периметр окремих пор на поверхні КС, м.

Окрім капілярно-транспортних характеристик ТТ, теплопередаючого фактора теплоносія і обмежень по теплопередачі існують параметри, що характеризують тепломасообмінні процеси в середині ТТ.

ТТ, як і будь-який теплопередавальний елемент енергетичної системи, має власну теплову провідність або термічний опір $R_{\text{ТТ}} = \Delta T_{\text{ТТ}}/Q_{\text{ТТ}}$. Згідно з принципом дії та послідовності процесів, величина $R_{\text{ТТ}}$, без урахування перетоків теплоти по корпусу ТТ в зонах нагріву і конденсації ($R_{\text{ЗН}}^{\text{СТ}}$ і $R_{\text{ЗК}}^{\text{СТ}}$), являє собою суму термічних опорів: теплопровідності через стінку корпусу ТТ в зоні нагріву ($R_{\text{ЗН}}$), теплообміну в зоні конденсації ($R_{\text{ЗК}}$), термічного опору в паровому каналі ($R_{\text{П}}$) [1-3, 7-8, 75]:

$$R_{\text{ТТ}} = R_{\text{ЗН}}^{\text{СТ}} + R_{\text{ЗВ}} + R_{\text{П}} + R_{\text{ЗК}} + R_{\text{ЗК}}^{\text{СТ}}. \quad (1.6)$$

Термічні опори $R_{\text{В}}^{\text{СТ}}$ і $R_{\text{К}}^{\text{СТ}}$ визначаються відомими методами теорії теплопровідності. Величина $R_{\text{П}}$, обумовлена перепадом тисків у паровому каналі ТТ, розраховується на основі кривої пружності пари теплоносія по гідравлічному опору паровому потоку. Для кріогенних і низькотемпературних ТТ величина $R_{\text{П}}$, як правило, дуже мала. Розрахунок термічного опору ТТ, таким чином, зводиться до визначення опорів $R_{\text{ЗН}}$ і $R_{\text{ЗК}}$:

$$R_{\text{ЗН}} = \frac{\Delta T_{\text{ЗН}}}{Q_{\text{ЗН}}} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{ЗН}} \cdot F_{\text{ЗН}}}; \quad R_{\text{К}} = \frac{\Delta T_{\text{ЗК}}}{Q_{\text{ЗК}}} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{\text{ЗК}} \cdot F_{\text{ЗК}}}, \quad (1.7)$$

де $\Delta T_{\text{ЗН}}$, $\Delta T_{\text{ЗК}}$ – перепад температур між внутрішньою поверхнею корпусу ТТ в зоні нагріву і конденсації і паром, °С; $Q_{\text{ЗН}}$, $Q_{\text{ЗК}}$ – тепловий потік відведений від поверхні нагріву і підведений до поверхні конденсації ТТ, Вт; $\alpha_{\text{ЗН}}$, $\alpha_{\text{ЗК}}$ – коефіцієнти теплообміну в зонах нагріву і конденсації в режимах нормального функціонування труби, Вт/(м²·К); $F_{\text{ЗН}}$, $F_{\text{ЗК}}$ – площа поверхні зон нагріву і конденсації, м².

Середні по поверхні зони нагріву і конденсації ТТ коефіцієнти теплообміну як правило визначаються із експериментів і розраховується за формулами:

$$\bar{\alpha}_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{зн}}}{\Delta T_{\text{зн}} \cdot F_{\text{зн}}}; \quad \bar{\alpha}_{\text{зк}} = \frac{Q_{\text{зк}}}{\Delta T_{\text{зк}} \cdot F_{\text{зк}}}. \quad (1.8)$$

Теплообмін в зоні нагріву/випаровування ТТ характеризується, як правило, наявністю двох режимів: випаровування і кипіння. У випарному режимі теплообмін здійснюється теплопровідністю через насичену рідиною КС, а потім випаровуванням рідини з поверхні КС, поверненої в паровий об'єм. Внесок конвекції в перенесення теплоти через КС невеликий, і нею, як правило, можна знехтувати [1, 2, 6, 7, 75].

1.4. Методики дослідження теплотехнічних характеристик комбінованих сонячних колекторів.

Дослідження теплотехнічних характеристик КСК проводять на спеціальних стендах – імітаторах сонячного потоку (рис. 1.12). Кожен стенд стандартизується і юстирується відповідно до вимог нормативних стандартів для такого типу установок [110-114]. В табл. Б.1-Б.2 (додаток Б) приведена класифікація імітаторів Сонця відповідно параметрам, що характеризується той чи інший стенд. За Європейським стандартом ASTM E491 [115], в якому описується методика випробувань установок імітаторів Сонця. В табл. Б.1-Б.2 (додаток Б) наведені класи імітаторів відповідно за стандартом.

Імітатори Сонця можна розділити на три типи: безперервні, спалахуючі і імпульсні [116-118]. До першого типу відносяться імітатори з постійною інтенсивністю джерела світла. Такі установки використовуються при малих потужностях світла (до 1000 Вт/м²). До другого і третього типу відносяться імітатори Сонця для стандартизації і перевірки пристроїв, робота яких основана на фотоелектричному ефекті. Їх робота має імпульсний характер,

причиною якого є висока інтенсивність світла (до 10000 Вт/м^2), що може призвести до суттєвого перегріву ламп, установки і об'єкту, що тестується.



Рис. 1.12. Установка імітатора Сонця
(Інститут фізики твердого тіла, Ганновер, Німеччина)

Основним елементом імітатора Сонця є джерело виникнення потоку випромінювання. Зазвичай таким елементом являються світлові лампи. Так як Сонце випромінює потік електромагнітних променів у визначеному спектрі довжин хвиль (ультрафіолетовому, видимому і інфрачервоному) як показано на рис. 1.13, вибір ламп для імітатора Сонця впливає на якість результатів досліджень фотобатареї (ФЕБ) і СК. Основним параметром порівняння різних типів ламп є кольорова температура (температура абсолютно чорного тіла, при якій воно випромінює сонячну радіацію такого ж спектру як і те випромінювання, що розглядається). Для Сонця кольорова температура на поверхні Землі складає 5800 K [119]. На рисунку 1.14 для прикладу показані спектри електромагнітного випромінювання Сонця і ламп, що відповідають різним кольоровим температурам.

Імітатори Сонця для дослідження різних сонячних установок мають лампи з різною кольоровою температурою. Для дослідження ФЕБ підбирають лампи такої кольорової температури, щоб їх спектр випромінювання перебував у видимому діапазоні довжин хвиль. При

дослідженні теплових СК лампи підбираються із зсувом спектру випромінювання в область інфрачервоного випромінювання (для отримання теплового випромінювання). У випадку вибору ламп для дослідження КСК необхідно враховувати частину видимого світла і інфрачервоного. Одним із підходів є вибір ламп за двома критеріями: 1) спектр випромінювання ламп має співпадати із спектром випромінювання Сонця за кольоровою температурою; 2) світлова лампа має мати високу споживану електричну потужність (порядку 1000 Вт кожна).

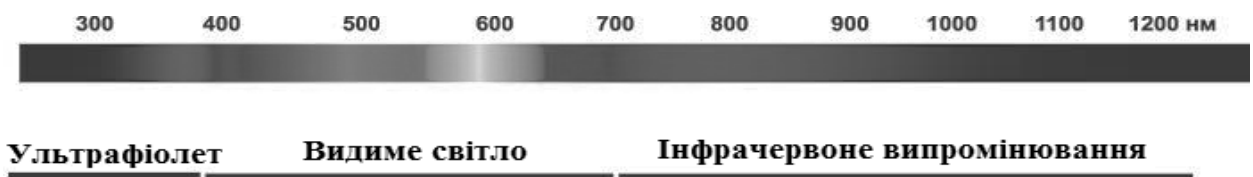


Рис. 1.13. Спектр електромагнітного випромінювання Сонця [120]

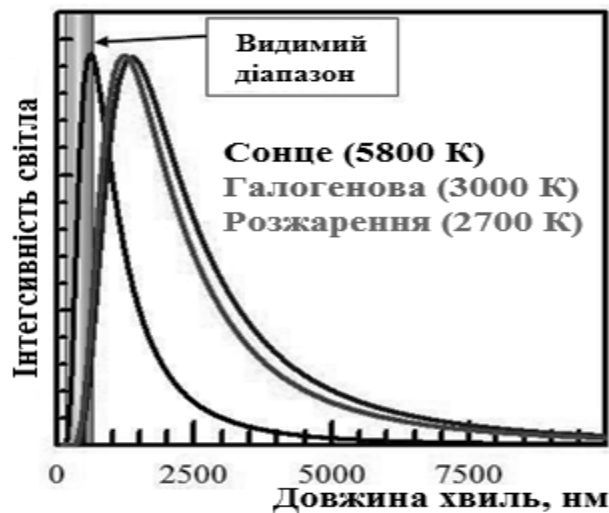


Рис. 1.14. Спектр електромагнітного випромінювання Сонця і ламп [121]

Для порівняння різних типів, видів і конструкцій СК часто використовується, так звана, крива теплової ефективності СК, тобто характеристика ступеня його теплової ефективності (теплового коефіцієнта корисної дії), що визначається за формулою:

$$\eta_t = C_0 - C_1 \cdot X - C_2 \cdot E \cdot X^2, \quad (1.9)$$

де C_0 – ступінь ефективності колектора при нульових теплових втратах; C_1 і C_2 – коефіцієнти теплових втрат за рахунок конвекції та випромінювання, Вт/(м²·К); E – густина падаючого сонячного випромінювання, Вт/м²; X – відношення перепаду температур між теплопоглинальною поверхнею колектора $t_{\text{тп}}$ і навколишнім середовищем $t_{\text{нс}}$ до величини E , К·м²/Вт.

Ефективність СК відображає частку сонячної енергії, яка перетворюється в теплоту, що йде на нагрів теплоносія [122]. Тобто є відношенням корисного теплового потоку $Q_{\text{кор.}}/Q_{\text{заг.}}$:

$$Q_{\text{кор.}} = G \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих.}} - t_{\text{вх.}}), \quad (1.10)$$

де c_p – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); G – питома витрата теплоносія через СК, м³/с; ρ_p – густина рідини, кг/м³; $t_{\text{вих.}}$, $t_{\text{вх.}}$ – його температура на виході і вході в теплообмінник СК, °С.

Загальний тепловий потік, який падає на теплопоглинаючу поверхню площиною $F_{\text{тп}}$, визначається за формулою:

$$Q_{\text{заг.}} = E \cdot F_{\text{тп.}} \quad (1.11)$$

Електрична ефективність КСК характеризує відношення виробленої електричної енергії фотоелектричним перетворювачем (ФЕП) до сонячної енергії, що падає на них:

$$\eta_e = \frac{W}{E \cdot F_{\text{ФЕП}}}, \quad (1.12)$$

де W – максимальна потужність ФЕП, Вт; $F_{\text{ФЕП}}$ – площа ФЕП, м^2 .

Максимальна потужність ФЕП визначається експериментально за робочою силою струму $I_{\text{роб}}$ і робочою напругою $U_{\text{роб}}$ із вольт-амперної характеристики (рис. 1.15).

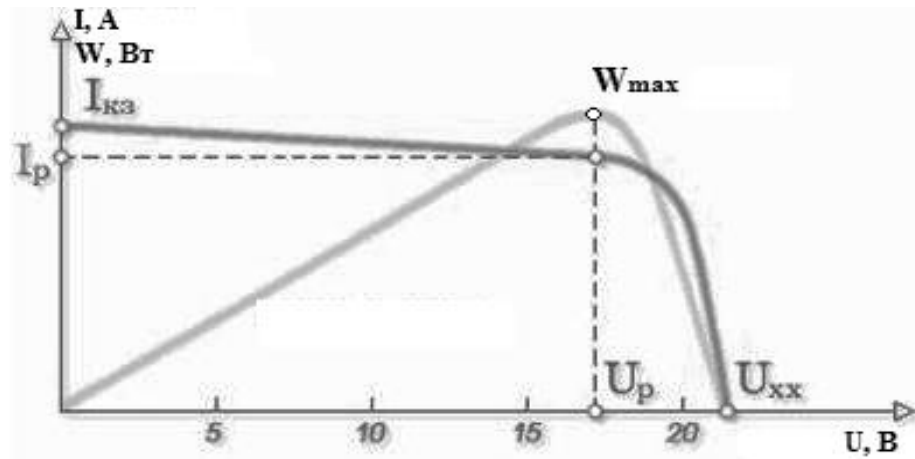


Рис. 1.15. Вольт-амперна характеристика ФЕП

Як показують дослідницькі роботи [123-125], $I_{\text{роб}}$ залежить від інтенсивності сонячного випромінювання, а $U_{\text{роб}}$ залежить від температури ФЕП (рис. 1.16-1.17).

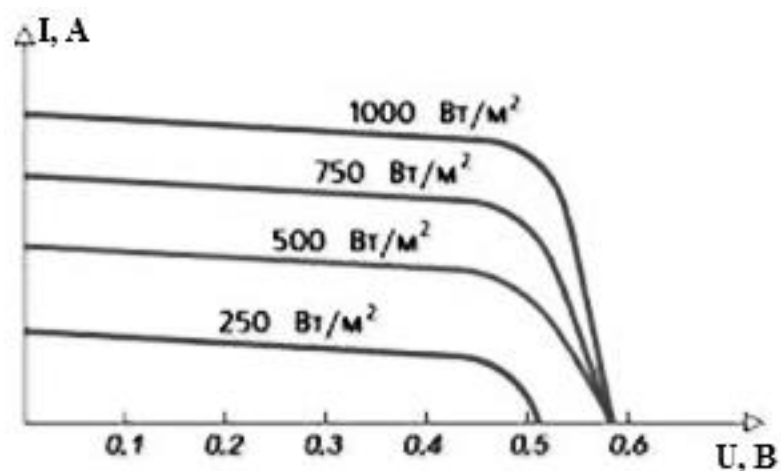


Рис. 1.16. Залежність вольт-амперної ФЕП характеристики від густини теплового потоку випромінювання

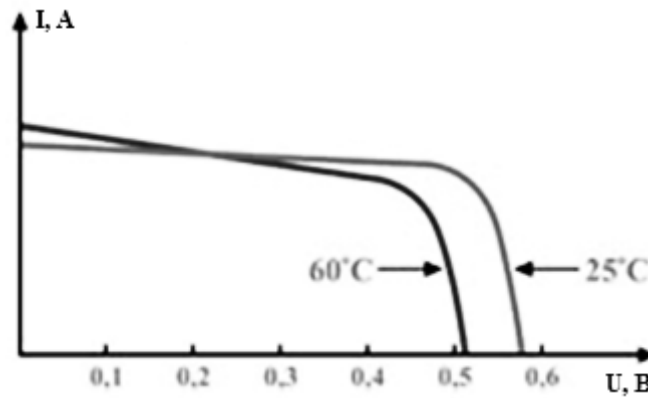


Рис. 1.17. Залежність вольт-амперної ФЕП характеристики від температури фотоелементів

1.5. Постановка задачі дослідження.

На початковому етапі роботи був проведений літературний аналіз теоретичних основ та експериментальних досліджень КСК за останні 50 років. З його дослідження був зроблений висновок, на даний час не вирішене питання:

- ефективного охолодження ФЕП;
- підвищення інтенсивності тепловіддачі до теплоносія в проточній частині КСК;
- раціональної конструкції ТП;
- недостатнього вивчення ТТ їх застосування в КСК;
- спрощення складання, ремонт і експлуатацію КСК;
- спрощення інтеграції КСК в будівлю.

На основі проведеного дослідження можна зробити висновок, що найбільш актуальною для застосування в КСК являються алюмінієві ТТ з повздовжніми аксіальними канавками. Аргументом для вибору цього типу ТТ є достатньо висока теплопередавальна спроможність, низький гідравлічний опір і проста та надійна конструкція КС при роботі АКТТ в режимі термосифона, що суттєво впливає на технологію виготовлення і собівартість ТТ, модульність конструкції КСК і спрощення її інтеграції в конструктивні елементи будівель.

Такий підхід передбачає застосування в конструкції КСК в якості ТП алюмінієвих канавчатих ТТ. Сучасні методи виготовлення профільних конструкцій, а саме метод екструзії, дають можливість отримати суцільну алюмінієву оболонку ТТ з плавниковими елементами для розміщення на них ФЕП. Технологія виготовлення алюмінієвого профілю із сплаву 6060/6063 дає можливість отримувати оптимальну конструкцію прокату і виготовлення легких, дешевих, міцних, надійних і високотеплопровідних оболонок канавчатих ТТ для КСК.

Для відповіді на питання про можливість застосування АКТТ в складі комбінованого сонячного колектора за такою технологією необхідно вирішити ряд задач і провести низку експериментальних досліджень:

1. Вивчити теоретичні аспекти та фізичні основи процесів, що реалізуються в канавчатих ТТ в режимі термосифона. Розглянути методи дослідження і аналізу теплотехнічних характеристик ТТ.

2. Розробити оптимально ефективну конструкцію ТТ. Розробити технологію виготовлення алюмінієвих канавчатих ТТ. Виготовити дослідні зразки ТТ. Розробити та сконструювати експериментальну установку, розробити методики досліджень та дослідити теплотехнічні характеристики виготовлених зразків алюмінієвих канавчатих ТТ. Зробити аналіз отриманих результатів експериментальних досліджень теплотехнічних характеристик зразків ТТ та порівняти їх з результатами інших робіт.

3. Детально проаналізувати, розглянути основні особливості та основні методи дослідження та аналізу технічних характеристик роботи КСК.

4. Розробити та виготовити експериментальний зразок КСК з алюмінієвими канавчатыми ТТ. Розробити та сконструювати експериментальну установку, розробити методики досліджень та дослідити технічні характеристики виготовленого зразка КСК з алюмінієвими канавчатыми ТТ. Зробити аналіз отриманих результатів експериментальних досліджень робочих характеристик зразка КСК та порівняти їх з результатами робіт інших дослідників.

5. На основі проведеного дослідження і аналізу особливостей роботи КСК з алюмінієвими канавчатими ТТ розробити методики його розрахунку і проектування, а також методичні вказівки та рекомендації щодо його розробки, виготовлення та експлуатації.

Комплексне рішення поставлених задач дозволить отримати технологію виготовлення, методики розрахунку і проектування надійних, технологічних та недорогих КСК з алюмінієвими ТТ і тим самим відкриє шлях промислового виробництва і ефективного впровадження їх в різноманітні галузі народного господарства України.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДНІ ЗРАЗКИ. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ УСТАНОВКИ І МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1. Методика розробки, оптимізація та технологія виготовлення АКТТ для КСК.

Важливою умовою роботи теплових труб є циркуляція теплоносія. Для досягнення максимальної ефективної теплопровідності теплової труби потрібна максимально можлива інтенсивність циркуляції. Обмеження робочих параметрів (максимальної теплопередавальної спроможності) в трубах пов'язані з граничною перекачувальною здатністю капілярної структури (капілярні обмеження), запиранням парового потоку (звукова межа), уносом рідини з міжфазної межі рідина-пара КС паром, руйнування потоку рідини бульбашковим кипінням в КС (обмеження по кипінню). Додатковими факторами, що впливають на ефективність роботи теплової труби, є температурна характеристика теплової труби, умови контакту між тепловою трубою і її зовнішнім джерелом і стоком тепла, а також різна контрольно-вимірювальна апаратура, встановлена на тепловій трубі.

Для оптимальної роботи ТТ існують основні вимоги які приймаються при їхній розробці.

1. Вимоги до робочої рідини:

- температурний діапазон роботи ТТ має лежати в області вище температури насичення робочої рідини але нижче її критичної точки;
- сумісність робочої рідини з матеріалом КС і корпусу труби;
- висока термічна стійкість рідини;
- змочуваність рідиною КС і матеріалу корпусу труби;
- тиск пари рідини в робочому діапазоні температур не повинен бути надмірно високим чи низьким;
- велика прихована теплота пароутворення;

- висока теплопровідність рідини;
- низьке значення коефіцієнту в'язкості рідкої і парової фаз;
- високе значення коефіцієнту поверхневого натягу;
- високий ступінь дегазації теплоносія;
- доцільне значення точки замерзання чи затвердіння.

2. Вимоги до КС:

- сумісність з робочою рідиною;
- сумісність з матеріалом корпусу;
- змочуваність робочою рідиною КС;
- забезпечення розподілення рідини по всій зоні нагріву;
- висока теплотранспортна спроможність;
- низький гідравлічний опір;
- оптимальний розмір КС для забезпечення максимального капілярного напору і проникності;
- висока надійність, технологічність, конструктивна повторюваність.

3. Вимоги до корпусу і основних деталей ТТ:

- сумісність з робочою рідиною і навколишнім середовищем;
- високе значення відношення границі міцності матеріалу корпусу до густини;
- висока теплопровідність;
- технологічність корпусу і деталей, включаючи зварювання, простоту механічної обробки і очистки, пластичність;
- змочуваність робочою рідиною;
- відсутність пор в матеріалі корпусу.

На першому етапі розробки, опираючись на літературний і експериментальний аналіз проведених робіт в напрямку ТТ, а також на особистий досвід роботи з ними, була запропонована конструкція АКТТ для КСК (рис. 2.1).

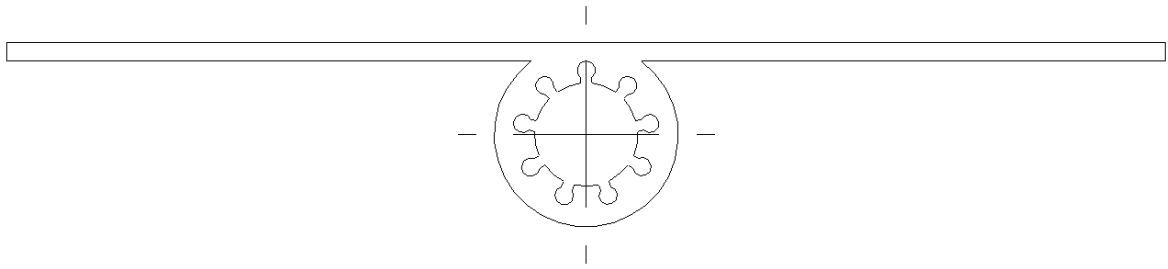


Рис. 2.1. Профіль АКТТ

Така конструкція АКТТ робить її більш актуальною для використання в КСК тому, що поєднує в собі наступні теплотехнічні переваги теплопередавальних пристроїв:

1. Висока теплопередавальна спроможність за рахунок розділення потоків пари і рідини;
2. Низький термічний опір, що обумовлений технологією виготовлення ТТ разом із КС з низьким гідравлічним опором;
3. Модульність ТТ, за рахунок можливості розвивання абсорбуючої поверхні КСК різної площі і форми;
4. Низька собівартість ТТ, що обумовлена технологією виготовлення (метод екструзії);

Вище перераховані властивості АКТТ роблять їх актуальними для застосування в КСК. Але для виготовлення ТТ необхідно розробити ефективну конструкцію профілю труби і КС. Для вирішення цієї задачі враховувалися наступне:

- внутрішня конструкція ТТ і КС: діаметр парового каналу, кількість канавок, їх геометрична форма, ширина, глибина і довжина канавки;
- зовнішня конструкція ТТ (профіль труби): зовнішній діаметр ТТ, ширина і товщина абсорбуючої поверхні (плавника ТТ).

Оптимізація КС АКТТ проводилися в проектах:

1. «Розробка та дослідження комбінованого сонячного колектору на основі алюмінієвих теплових труб для ефективного перетворення сонячної енергії в електричну та теплову», № ДР 0115U000382;

2. «Алюмінієві двофазні теплотранспортні системи з розділенням потоків пари та рідини для енергоефективних технологій», № ДР 0117U004283;

3. Міжнародний науково-технічний проект УНТЦ «Гібридний тепло-електричний сонячний колектор на базі теплових труб», № 5275;

4. Міжнародний науково-технічний проект УНТЦ «Алюмінієва парова камера», Р694.

В даних проектах проводилися роботи по дослідженню інтенсивності теплообміну при кипінні і конденсації, теплотехнічних характеристик та впливу на них геометричних параметрів КС АКТТ. На основі отриманих результатів проведений їх аналіз та отримані оптимальні параметри КС для АКТТ.

Під оптимізацією профілю АКТТ потрібно розуміти отримання ефективної конструкції ребра ТТ. Ця задача вирішується шляхом отримання розрахункової формули для ефективності ребра використовуючи теорії термодинаміки необоротних процесів.

Формула, яка широко використовується для визначення ККД сонячного колектору, була запропонована Н. Хоттелем и А. Уеллером [126]:

$$\eta = C_1 \left[A - C_2 \frac{(T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}})}{E} \right], \quad (2.1)$$

η – ККД сонячного колектору; A – оптичний ККД СК (добуток коефіцієнтів пропускання прозорого покриття і коефіцієнта поглинання сонячного випромінювання пластиною абсорбера); E – інтенсивність сонячного випромінювання, що падає на СК, Вт/м²; $T_{\text{вх}}$ – температура теплоносія на

вході в СК, К; T_{nc} – температура навколишнього середовища, К; C_1 – коефіцієнт відводу тепла; C_2 – коефіцієнт повних теплових втрат, Вт/(м²К).

Сам ККД сонячного колектору не становить особливого інтересу, так як корисна теплова потужність залежить від E , T_{vx} , T_{nc} , які можна рахувати постійними, якщо розглядати їх середні значення за невеликий проміжок часу.

З урахуванням того, що:

$$C_1 \cdot [E - C_2 \cdot (T_{\text{vx}} - T_{\text{nc}})] = c_p \cdot G \cdot (T_{\text{вих}} - T_{\text{vx}}), \quad (2.2)$$

де c_p – питома теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К); G – питома витрата теплоносія через СК, кг/с; T_{vx} , $T_{\text{вих}}$ – температура теплоносія на вході і виході з СК, К.

Коефіцієнт відводу тепла C_1 , по суті, представляє собою коефіцієнт, в якому об'єднані коефіцієнти необоротності всіх трьох процесів «транзиту» тепла від поверхні абсорбера до рідини, що рухається в канавках АКТТ.

Визначимо потік тепла, що приходить від поверхні пластини абсорбера до основи ребра АКТТ, відповідно до класичного методу розрахунку ефективності ребра. Передбачається, що градієнт температури вздовж ребра від середини, де температура максимальна, до його основи, де температура мінімальна, невеликий і залежить при постійності E , в основному, від температури теплоносія в зоні конденсації АКТТ.

Ребром будемо рахувати половину пластини, торці якого знаходяться в ідеальному контакті з стінками труб. Позначимо відстань між осями труб через L , товщину ребра через δ_r , коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра і АКТТ через λ_r , довжина ребра рівна 1 м. Якщо ребро поглинає сонячну енергію своєю площиною, оберненою до світла, а в трубі наявна рідина, температура якої нижче середньої температури пластини, то вздовж

ребра встановлюється розподілення температурі $T = T(x)$, як показано на рис. 2.2.

Саму високу температурою будуть мати точки на прямій, паралельній осі труби з координатами $x = 0$, якщо за початок відліку вибрати середину відстані між трубами (рис. 2.3).

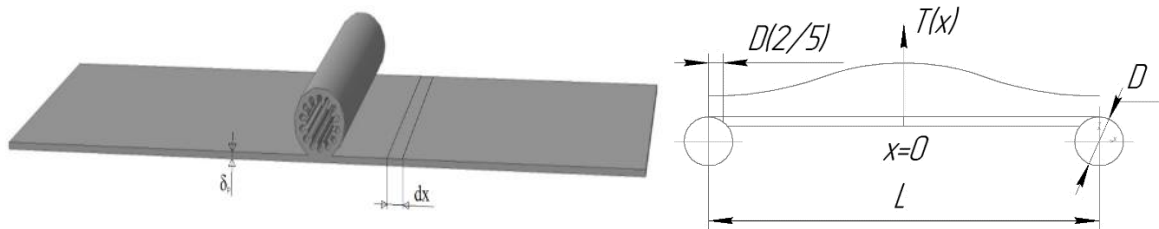


Рис. 2.2. Профіль АКТТ і температурне поле в в поперечному перерізі ребра абсорбера

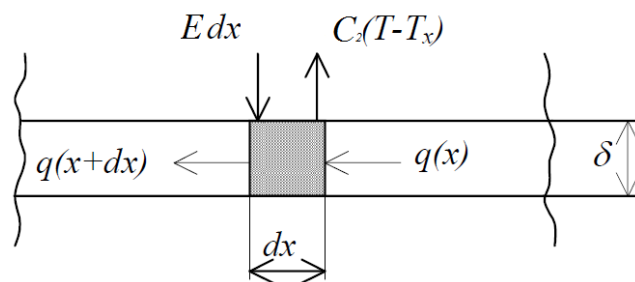


Рис. 2.3. Схема теплового балансу

Виберемо на ребрі тонку пластину шириною dx , товщиною δ і довжиною 1 м.

Перший початок термодинаміки для цієї пластини буде мати вигляд:

$$c \cdot m \cdot dT = \left[E dx - C_2 \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{ис}}) dx + \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_x - \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x+dx} \right] d\tau, \quad (2.3)$$

де c – теплоємність цієї пластини Дж/К; m – маса пластини, кг; Q – тепловий потік вздовж пластини, Вт; T – температура поверхні пластини, К (рахуємо,

що вона однакова по всьому об'єму пластини); T_{nc} – температура навколишнього середовища, К; C_2 – коефіцієнт теплових втрат, Вт/(м·К).

Представимо тепловий потік через тонку пластинку, перпендикулярну її перетину у вигляді:

$$\lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_x - \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x+dx} = \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_x - \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{dT}{dx} \right)_x + \\ + \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{d^2T}{dx^2} \right)_x dx = \lambda_p \cdot \delta \cdot \left(\frac{d^2T}{dx^2} \right)_x dx.$$

При сталому градієнті температур уздовж ребра і незалежності температури $T(x)$ від часу $\frac{dT}{d\tau} = 0$, рівняння (2.3) набуває вигляду:

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{C_2}{\lambda_p \cdot \delta} \cdot \left(T - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2} \right) = 0. \quad (2.4)$$

Якщо E і C_2 не залежать від x , то (2.4) можна представити у вигляді:

$$\frac{d^2 \left(T - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2} \right)}{d\tau^2} - \frac{C_2}{\lambda_p \cdot \delta} \cdot \left(T - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2} \right) = 0.$$

Позначимо $T - T_a - \frac{E}{C_2} = \varphi$, а $\frac{C_2}{\lambda_p \cdot \delta} = m^2$, отримаємо:

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} - m^2\varphi = 0. \quad (2.5)$$

Загальне рішення цього рівняння має вигляд:

$$\varphi(x) = Z_1 \cdot \operatorname{sh}mx + Z_2 \cdot \operatorname{ch}mx. \quad (2.6)$$

Постійні Z_1 і Z_2 визначаються з граничних умов:

$$\left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_{x=0} = \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=0} = 0, \text{ так як } T(0) = T_{\max}, \quad (2.7)$$

$$\varphi(b) = T_p - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2}, \quad (2.8)$$

де T_p – температура ребра біля стінки труби, К.

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_{x=0} &= m \cdot Z_1 \cdot \operatorname{ch}m(0) - m \cdot Z_2 \cdot \operatorname{sh}m(0) = 0; \quad Z_1 = 0, \\ \varphi(x)_{x=p} &= Z_2 \cdot \operatorname{ch}m \left(\frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right) = T_p - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2}; \quad Z_2 = \frac{T_p - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2}}{\operatorname{ch}m \left(\frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right)}. \end{aligned}$$

Підставивши Z_1 і Z_2 в (2.6) отримаємо:

$$\left(T_p - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2} \right) = \left(T_p - T_{\text{nc}} - \frac{E}{C_2} \right) \cdot \frac{\operatorname{ch}mx}{\operatorname{ch}m \left(\frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right)}. \quad (2.9)$$

Тепловий потік до основи ребра:

$$q'_p = -\lambda_p \cdot \delta \left(\frac{dT}{dx} \right)_{x=p}, \quad (2.10)$$

або

$$q'_p = -\lambda_p \cdot \delta \cdot m \cdot \left(T_p - T_{nc} - \frac{E}{C_2} \right) \cdot \frac{\operatorname{sh} m \left(\frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right)}{\operatorname{ch} m \left(\frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right)}. \quad (2.11)$$

Якщо чисельник і знаменник (2.11) помножити і розділити на $m \cdot \frac{L - D \frac{3}{5}}{2}$ і врахувати, що такий ж тепловий потік підходить до труби з іншої сторони, то отримаємо:

$$2 \cdot q'_p = m^2 \cdot \lambda_p \cdot \delta \cdot L - \left[\frac{1}{C_2} \cdot (E - (T_{vx} - T_{nc})) \cdot \frac{\operatorname{th} \left(m \cdot \frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right)}{\frac{L - D \frac{3}{5}}{m \cdot \frac{L - D \frac{3}{5}}{2}}} \right].$$

Якщо врахувати, що $\frac{\lambda_p \cdot \delta}{C_2} = \frac{1}{m^2}$, а від зовнішньої поверхні труби (зовнішнім діаметром D), яка теж поглинає сонячне випромінювання, до внутрішньої поверхні труби підходить тепловий потік $q''_p = D \cdot (E - C_2 \cdot (T_B - T_a))$, то $q_p = 2q'_p + q''_p$ або остаточно:

$$q_p = [L \cdot E_p + D] \cdot [E - C_2 \cdot (T_{vx} - T_{nc})].$$

Тут E_p – ефективність ребра, що визначається наступним чином:

$$E_p = \frac{\operatorname{th} \left(m \frac{L - D \frac{3}{5}}{2} \right)}{m \frac{L - D \frac{3}{5}}{2}}. \quad (2.12)$$

По розробленій методиці був проведений розрахунок ефективності алюмінієвого ребра АКТТ в діапазоні $\delta_p = 0,1..3,5$ мм і $L = [0,1; 0,125; 0,15$ м]. Значення L бралось на основі розмірів існуючих стандартних ФЕП, що використовуються в ФЕБ і КСК. Як видно із рис. 2.4, E_p суттєво залежить від товщини ребра. З ростом δ_p (площі поперечного перерізу ребра) збільшується E_p . Це пояснюється високим значенням термічного опору при малих E_p . Відстань між трубами або ширина АКТТ мало впливає на ефективність ребра, що обумовлено високим значенням коефіцієнту теплопровідності матеріалу ребра.

Проведений техніко-економічний розрахунок показав, що оптимальне значення товщини ребра складає 1,0 мм. Подальше його збільшення призводить до не суттєвого росту ефективності ребра, а маса при цьому збільшується 1,6 рази на кожний 1 мм збільшення δ_p .

Представлена в даному підрозділі методика оптимізації дала можливість розробити і створити досконалу конструкцію АКТТ, яка представлена на рис. 2.5. Профіль має плоску поверхню – ребра шириною 125 мм на якій будуть розташовуватися ФЕП. По краях ребер розташовані конструктивні замки для зручності монтажу ТТ і їх з'єднання між собою. Ширина ребра була вибрана по результатам аналізу існуючих стандартних

конструкцій ФЕП (розмір обраних ФЕП 125×125 мм). Товщина ребра складає 1,0 мм.

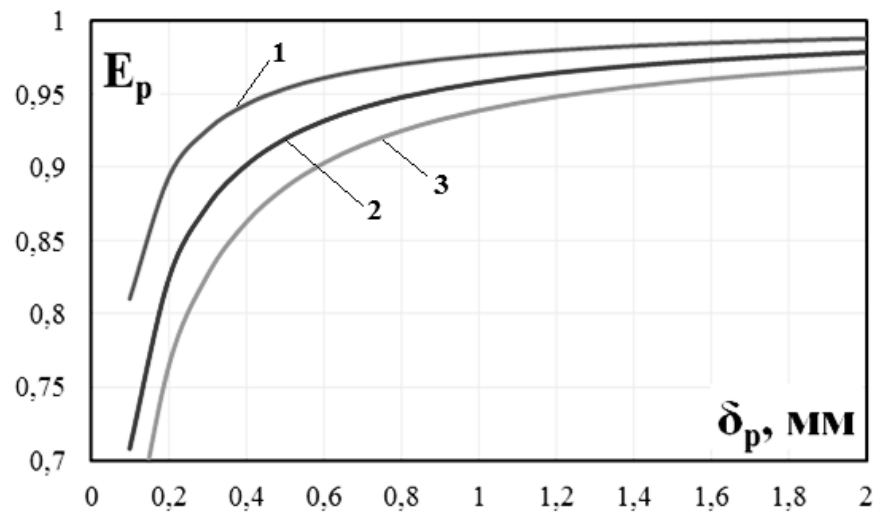


Рис. 2.4. Залежність ефективності алюмінієвого ребра теплової труби від її висоти і ширини: 1 – $L = 0,1$ м; 2 – $L = 0,125$ м; 3 – $L = 0,15$ м.

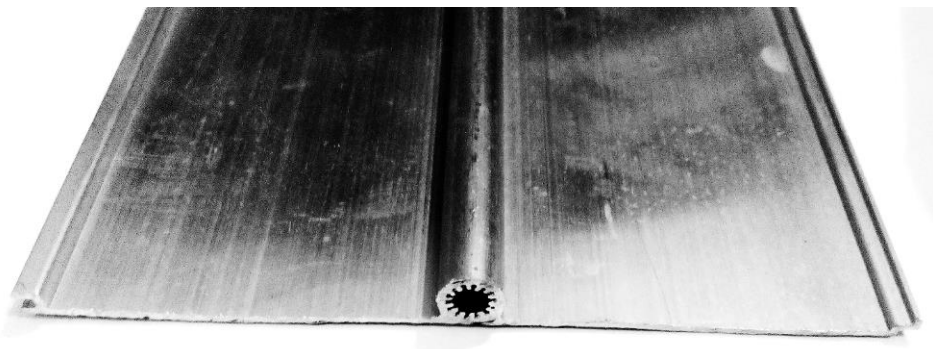


Рис. 2.5. Оптимізована конструкція алюмінієвої теплової труби

Конструкція КС у всіх випадках ТТ, що досліджуються – однакова, але в залежності від діаметру АКТТ має свої геометричні параметри (ширина, глибина канавок і їх кількість). Ці параметри вибиралися по методиці, яка представлена в розділі. Також необхідно зазначити, що незважаючи на те, що в роботі проведенні дослідження ряду ТТ з КС типу Ω , основна конструкція АКТТ для КСК має наступні відмінні геометричні характеристики:

- ширина канавки – 0,6 мм;
- глибина канавки – 1,4 мм;

- кількість канавок – 14 шт.

АКТТ складається з п'яти основних частин: корпус (оболонка ТТ), торцева кришка, заправний штенгель і теплоносій. В додатку В описуються операції з виготовлення і обробки цих деталей і самої ТТ.

2.2. Експериментальні зразки АКТТ.

Виходячи з постановки задачі необхідно створити оптимальну конструкцію АКТТ для їх застосування і ефективної експлуатації у складі КСК для сприймання, відведення, транспортування та передачі тепла в режимі термосифону. В попередньому розділі проведена оптимізація геометричних параметрів конструкції, що дозволила отримати оптимальний профіль для виготовлення ефективної АКТТ.

З цією метою опрацьована технологія виготовлення надійного і недорогого зразка АКТТ, в конструкції якої закладені доступні матеріали і конструктивні елементи [77-79]. Монолітна конструкція ТТ виготовлена з легкого якісного сплаву алюмінію АД31. Але для того щоб вибрати конкретну конструкцію АКТТ для конкретного випадку її застосування необхідно провести ряд експериментальних досліджень оптимізованих зразків ТТ для створення інженерної методики розрахунку.

Виходячи з цього, для повного вирішення поставленої задачі при розробленні і виготовленні дослідних зразків КТТ були закладені два типи конструкції АКТТ:

1. циліндричні ТТ (табл. Г.1 додаток Г) з зоною нагріву 0,25...0,75 м і конденсації 0,28 м для визначення теплотехнічних характеристик, граничних теплових потоків і коефіцієнтів теплообміну в зоні нагріву і конденсації в залежності від типу теплоносія, куту нахилу ТТ відносно горизонту, геометричних параметрів ТТ (довжина зони нагріву/конденсації, діаметр парового простору і т.д.), температурних режимів роботи і відносного коефіцієнту заправки ТТ. Профіль даних труб представлений на рис. 2.6. Загальна довжина АКТТ 1,2 м;

2. профільні ТТ (табл. Г.2 додаток Г) з зоною нагріву $0,42 \dots 1,68$ м і конденсації $0,06 \dots 0,12$ м для визначення теплотехнічних характеристик і граничних теплових потоків в залежності від довжини зони нагріву її розташування по довжині труби. Профіль даних труб представлений на рис. 2.6. Загальна довжина АКТТ $1 \dots 2$ м.

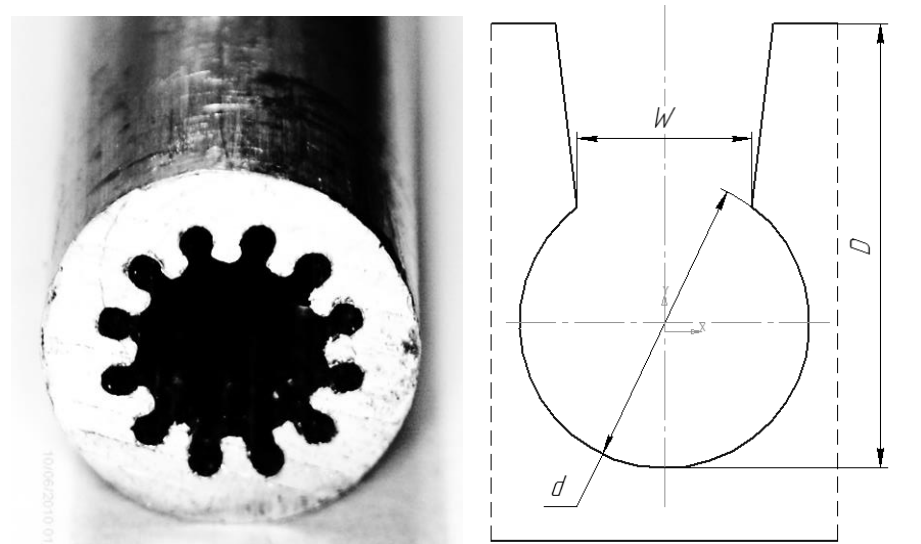


Рис. 2.6. Профіль експериментальних зразків АКТТ

2.3. Методики і експериментальні установки для дослідження АКТТ.

Основними теплотехнічними параметрами, що характеризують роботу теплової труби, є термічний опір і граничний переданий тепловий потік. Для їх дослідження розроблена і виготовлена конструкція установки, загальний вид і принципова схема якої показаний на рис. 2.7-2.8. Установка складається з дослідного зразку АКТТ яка встановлюється і закріплюється на поворотному штативі, що дає можливість змінювати кут нахилу ТТ в діапазоні $0 \dots 90^\circ$ в одній площині відносно горизонту.

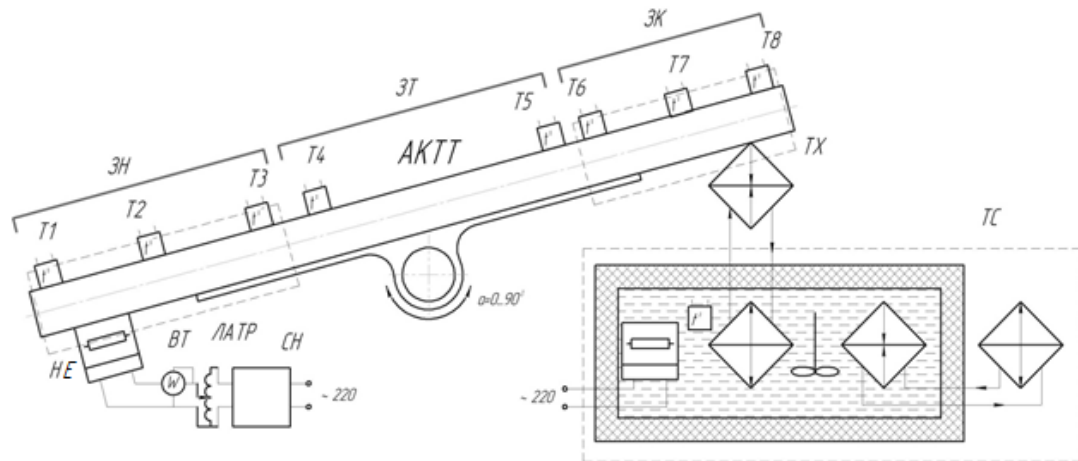


Рис. 2.7. Схема установки для дослідження процесів теплообміну і їх характеристик в теплових трубах: АКТТ – алюмінієва канавчата теплова труба; ЗН – зона нагріву; ЗТ – зона транспорту; ЗК – зона конденсації; ТХ – теплообмінник-холодильник; ТС – термостат; Т1-8 – датчики температури; АЦП – аналоговий цифровий перетворювач; НЕ – нагрівач електричний; ВТ – ватметр; ЛАТР – лабораторний автотрансформатор; СН – стабілізатор електричної напруги.

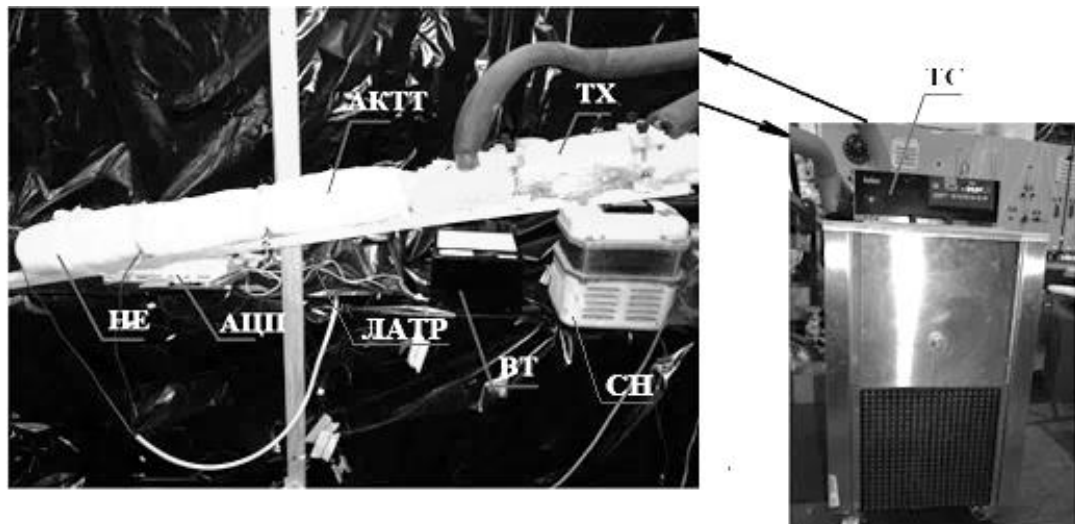


Рис. 2.8. Зовнішній вид установки для дослідження процесів теплообміну і їх характеристик в теплових трубах: АКТТ – алюмінієва канавчата теплова труба; ТХ – теплообмінник-холодильник; ТС – термостат; АЦП – аналоговий цифровий перетворювач; НЕ – нагрівач електричний; ВТ – ватметр; ЛАТР – лабораторний автотрансформатор; СН – стабілізатор електричної напруги.

Температура в ЗН і ЗК фіксується мідь-константовими термопарами Т1-Т10 і Т15-Т17 які розташовані по довжині ТТ (рис. 2.9). Температура пари вимірюється в зоні транспорту ЗТ термопарами Т11-Т14.

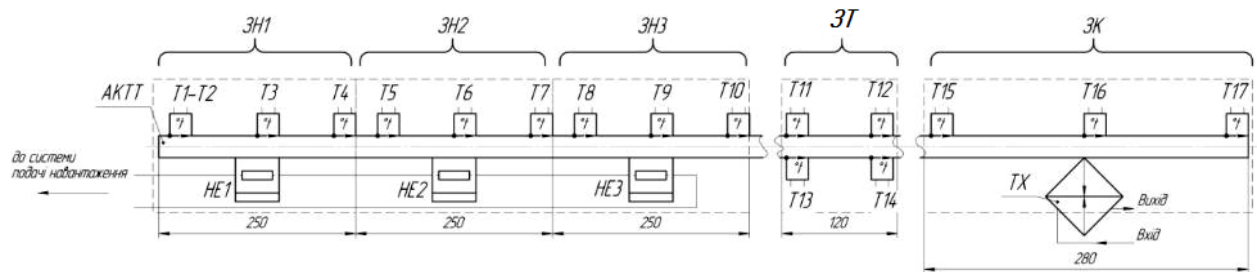


Рис. 2.9. Схема розташування датчиків температури

Всі термопари, що були використані в експериментальних дослідженнях по вивченню теплотехнічних характеристик АКТТ, а також в інших експериментах по даній дисертаційній роботі, пройшли процес тарування з попереднім їх старінням і дванадцяти годинною витримкою в печі при температурі 100 °С. Тарування здійснювалося по показанням мідного термометру опору класу допуску А з відхиленням відносно номіналу $\pm (0,15 + 0,002 \cdot |t|)$.

Для більш точного вимірювання температури внутрішньої поверхні стінки в ЗН і ЗК мідь-константові термопари зачеканені свинцем в корпус АКТТ. Корольки термопар електроізолювані від корпусу ТТ від впливу статичного навантаження.

Підвід тепла здійснюється за допомогою системи електричних нагрівачів з ніхромового дроту діаметром 0,3 мм. Схема послідовно з'єднаних електричних нагрівачів HE1-3 показана на рис. 2.9. Змінюючи кількість HE змінюється довжина зони нагріву АКТТ (від 250 до 750 мм), а відповідно і її площа.

Живлення HE відбувається від мережі змінного струму з напругою 220 В. Для стабілізації навантаження в системі електроживлення установки використовується електромагнітний стабілізатор напруги С-0,09.

Регулювання електричної напруги здійснюється лабораторним автотрансформатором ЛАТР марки ЛАТР-2, а фіксація по показанням ватметру.

Відвід тепла в ЗК відбувається за допомогою алюмінієвого теплообмінника-холодильника ТХ проточного типу, в середині якого циркулює теплоносіє. Для підтримки постійної температури пари ТХ під'єднаний до термостату Huber S60, що дозволяє змінювати температуру охолоджуючого теплоносія в діапазоні температур від $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$ з точністю до $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Кут нахилу труби виставляється цифровим рівнем LASERLINER DigiLevel Pro 30 з точністю електронних вимірів: $\pm 0,05^{\circ}$ в діапазоні роботи $0...1^{\circ}$, $\pm 0,1^{\circ} - 90^{\circ}$, $\pm 0,2^{\circ} - 1...89^{\circ}$.

В експерименті на зовнішніх поверхнях зон конструкції АКТТ створюються наступні граничні умови:

- у зоні випаровування – підведення теплоти від ніхромового нагрівача, розміщеного безпосередньо на корпусі АКТТ; для установки нагрівача використовувався високотеплопровідний графітовий папір;
- у зоні конденсації – відведення теплоти проточним теплообмінником, розташованим на корпусі;
- у зоні транспорту, випаровування і конденсації по корпусу АКТТ – теплоізолювались з використанням базальтового волокна.

Термічний опір $R_{\text{тг}}$ визначається за формулою $R_{\text{тг}} = \Delta T_{\text{тг}} / Q_{\text{тг}}$. Перепад температур $\Delta T_{\text{тг}}$ в даному випадку визначається як різниця середніх арифметичних температур ЗН і ЗК. Термічні опори ЗН і ЗК визначаються за формулою (1.7). Підведена кількість тепла $Q_{\text{тг}}$ в розрахунку термічного опору визначається по показанням ватметру $Q_{\text{е}}$ з урахуванням втрат через ізоляцію в ЗН – $Q_{\text{ЗН}}^{\text{ВТ}}$ і ЗК – $Q_{\text{ЗК}}^{\text{ВТ}}$:

$$Q_{\text{тг}} = Q_{\text{е}} - Q_{\text{ЗН}}^{\text{ВТ}} - Q_{\text{ЗК}}^{\text{ВТ}}. \quad (2.13)$$

Термічний опір окремих частин зон нагріву і конденсації визначається за формулою (1.7). В даному випадку в якості температури пари була обрана середня температура адіабатної зони.

В результаті того, що в процесі проведення експериментів виникають втрати тепла через теплоізоляцію в навколишнє середовище за рахунок вільної конвекції. Для фіксації цих втрат на поверхню теплоізоляції встановлені датчики температури. Температура навколишнього середовища визначається по показанням скляного ртутного термометру.

Таким чином конвективні втрати визначаються:

$$Q_{\text{зн,зк}}^{\text{BT}} = \bar{\alpha}_{\text{зн,зк}}^{\text{BT}} \cdot (\bar{t}_{\text{ізол}} - t_{\text{нс}}) \cdot F_{\text{ізол}}, \quad (2.14)$$

$\bar{\alpha}_{\text{зн,зк}}^{\text{BT}}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні теплоізоляції АКТТ до повітря визначається на основі наступної залежності:

$$\bar{\alpha}_{\text{зн,зк}}^{\text{BT}} = \frac{\overline{\text{Nu}}_{\text{зн,зк}}^{\text{BT}} \cdot \lambda_{\text{пов}}}{D_{\text{ізол}}^{\text{зов}}},$$

де критерій Нуссельта і Грасгоффа визначаються за формулами:

$$\overline{\text{Nu}}_{\text{зн,зк}}^{\text{BT}} = 0,5 \cdot (\text{Gr}_{\text{пов}} \cdot \text{Pr}_{\text{пов}})^{0,25} (\text{Pr}_{\text{пов}} / \text{Pr}_{\text{ізол}})^{0,25}, \quad (2.15)$$

$$\text{Gr}_{\text{пов}} = \frac{g \cdot \beta_{\text{нс}} \cdot (\bar{t}_{\text{ізол}} - t_{\text{нс}}) \cdot L_{\text{ізол}}^3}{\nu_{\text{нс}}^2},$$

де $\beta_{\text{нс}}$ – коефіцієнт об'ємного теплового розширення повітря, K^{-1} ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ; $\nu_{\text{нс}}$ – коефіцієнт в'язкості навколишнього середовища (повітря), $\text{м}^2/\text{с}$; $L_{\text{ізол}} = 0,12$ – характерний розмір, м ; $\bar{t}_{\text{ізол}}$ – середнє значення температури зовнішньої поверхні теплоізоляції, $^{\circ}\text{C}$;

t_{nc} – температура навколишнього середовища (повітря), °C; $Pr_{\text{пов}}$, $Pr_{\text{ізол}}$ – критерій Прандтля для повітря при температурі навколишнього середовища і теплоізоляції.

В якості характерного розміру $L_{\text{ізол}}$ обраний зовнішній діаметр теплоізоляції, а в якості характерної температури – $t_{\text{пов}}$.

Дослідження інтенсивності, критичної і граничної густини теплообміну в АКТТ. Так як основні процеси, що приймають участь в передачі тепла в АКТТ відбуваються в зоні нагріву і конденсації, то основними характеристиками є інтенсивності теплообміну в цих зонах. Теплообмін в зоні нагріву АКТТ характеризуються, як правило, наявністю двох режимів: випаровування і кипіння. Дослідження параметрів теплообміну в АКТТ, що характеризують ці процеси, проводилися на експериментальній установці, яка показана на рис. 2.7-2.8.

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагріву і конденсації в АКТТ в роботі визначається за формулами:

$$\bar{\alpha}_{\text{зн}} = \frac{\bar{q}_{\text{зн}}}{\bar{t}_{\text{зн}} - \bar{t}_{\text{зт}}}, \quad \bar{\alpha}_{\text{зк}} = \frac{\bar{q}_{\text{зк}}}{\bar{t}_{\text{зт}} - \bar{t}_{\text{зк}}}, \quad (2.16)$$

де $q_{\text{зн}}$ – густина теплового потоку, підведеного до зони нагріву АКТТ (з урахуванням теплових втрат), Вт/м²; $q_{\text{зк}}$ – густина теплового потоку, відведена від зони конденсації АКТТ (з урахуванням теплових втрат), Вт/м²; $\bar{t}_{\text{зн}}$ – середнє арифметичне значення температури зони нагріву, °C; $\bar{t}_{\text{зк}}$ – середнє арифметичне значення температури зони конденсації, °C; $\bar{t}_{\text{зт}}$ – середнє арифметичне значення температури адіабатної зони АКТТ, °C.

Граничне значення густини теплового потоку, при якому відбувається перехід від бульбашкового до плівкового кипіння, фіксувалося методом зміни залежності характеру температури від теплового потоку, що підводиться до зони нагріву. На рис. 2.10 представлений графік залежності

температури ЗН від підведеного теплового потоку Q (з урахуванням теплових втрат). Крива 1 відповідає стабільному розвиненому кипінню і тому має лінійну залежність (за рахунок лінійної залежності інтенсивності теплообміну від густини теплового потоку). Крива 2 характеризується зміною теплового режиму (перехідна область), тобто відповідає втраті стійкості процесу кипіння внаслідок появи кризового явища різної фізичної природи. По перетину прямих ліній, що усереднюють зміну температури від Q , графічно визначається значення теплового потоку $Q_{\text{гр}}$ при якому погіршується тепловідвід – змінюється режим теплообміну при кипінні.

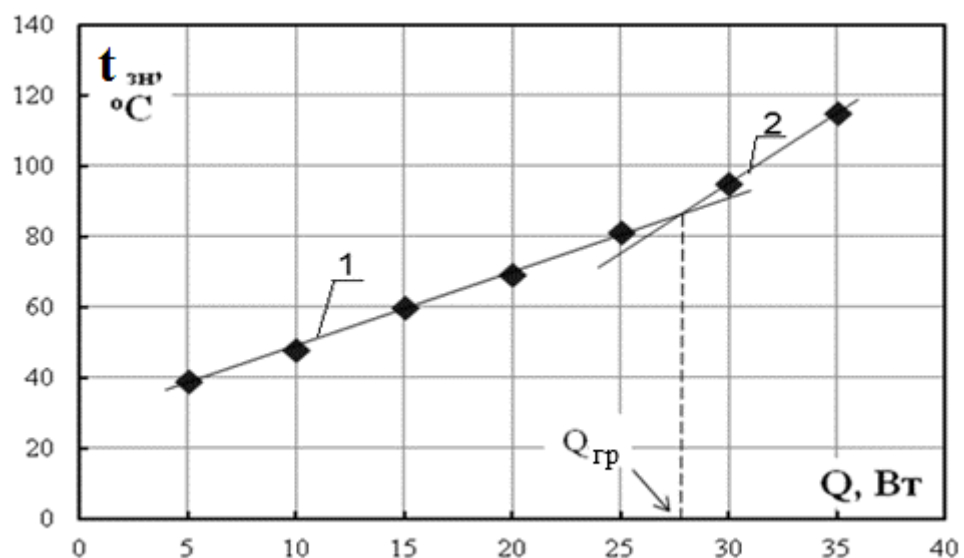


Рис. 2.10. Крива залежності температури зони нагріву від підведеного теплового потоку: 1 – стабільне розвинуте кипіння; 2 – перехідна область (поява кризових явищ).

Гранична густина теплового потоку відповідає тому тепловому потоку (максимальному), при якому починається осушення капілярної структури АКТТ. В експерименті дана величина фіксувалася по значенню теплового потоку при якому відсутній стаціонарний температурний режим зони нагріву АКТТ.

Процедура проведення експериментальних досліджень на установці наступна:

1. АКТТ встановлюється на штативі. Нагрівач (встановлений попередньо на ТТ) під'єднується до системи живлення. В зоні конденсації встановлюється теплообмінник-холодильник.

2. Включається термостат, встановлюється відповідна температура теплоносія, що підтримуватиме постійне значення температури насиченої пари робочої рідини.

3. Після встановлення стаціонарного температурного режиму на нагрівач за допомогою ЛАТР і показанням ватметра подається електричне навантаження.

4. Після встановлення навантаження і витримки стаціонарного температурного режиму записуються всі необхідні значення, що видаватимуть датчики. Далі встановлюється наступне значення навантаження. Значення навантаження задаються наступні: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 60, 80 Вт і т.д. до появи явної кризи теплообміну.

5. Після закінчення експерименту зменшується електричне навантаження до 0 Вт і АКТТ за допомогою регулюванням температурою теплоносія в термостаті охолоджується до 20 °С.

Дослідження теплотехнічних характеристик АКТТ проводилися з наступними режимними параметрами, що варіювалися:

- кут нахилу ТТ: 15°, 30°, 45°, 60°, 90°;
- довжина зони нагріву: 0,25...1,78 м;
- довжина зони конденсації – 0,12...0,28 м;
- робоча рідина: пентан-н, метиловий спирт, етиловий спирт, ацетон, фреон 141, фреон R-113;
- температура насичених парів теплоносія: 40 °С, 50 °С, 60 °С, 70 °С;
- коефіцієнт заповнення АКТТ відносно КС: $\varepsilon_{\text{ТТ}} = 0,07...1$ (відношення об'єму робочої рідини до повного об'єму усіх канавок АКТТ).

2.4. Експериментальні дослідні зразки СК і ФЕБ.

КСК (названі гібридні колектори в стандартні ISO 9806) в один і той же час виробляють тепло і електроенергію. Вони чітко визначені в рамках випробуваного стандарту EN ISO 9806 [133]. Теплові характеристики та довговічність КСК перевіряється по ISO 9806, а електричні характеристики перевіряється відповідним IEC (або EN) стандартом.

Однак стандартний пакет EN 12975-1: 2006 + A1 не ідентифікує КСК повністю в його рамках. Тому, поки не затверджений основний стандарт, який має регламентувати саме КСК, необхідно уточнити конкретні питання по сертифікації КСК.

Деякі органи з сертифікації можуть сертифікувати КСК відповідно до EN 12975-1 і деякі органи з сертифікації можуть сертифікувати КСК відповідно до Системних правил Solar Keymark.

Відповідність стандарту EN 12975-1: 2006 + A1, в якому потрібно приймати до уваги міркування та доповнення, що представлені в табл. Г.3 (додаток Г) Правила Keymark, схемам яким повинні слідувати за цим додатком для сертифікації КСК.

Основним дослідним об'єктом є КСК. Але для порівняння його теплових і електричних характеристик було прийнято рішення провести додаткові дослідження двох зразків звичайного плоского СК і ФБ.

Конструкція комбінованого сонячного колектору на основі АКТТ (рис. 2.11) включає теплові труби (1), на яких розташовані фотоелементи (2). АКТТ забезпечують відвід теплоти від фотоелементів до теплообмінника (6), а також ізоtermічність поверхні під фотоелементами. На фотоелементах наноситься захисне оптичне покриття (3) для запобігання корозійних процесів. Фотоелементи (2) кріпляться до ТТ (1) за допомогою клею (4). Як і в конструкції звичайного плоского сонячного колектору, в КСК

використовується шар теплоізоляції (5), скло (7), корпус (8) та нижня кришка (9).

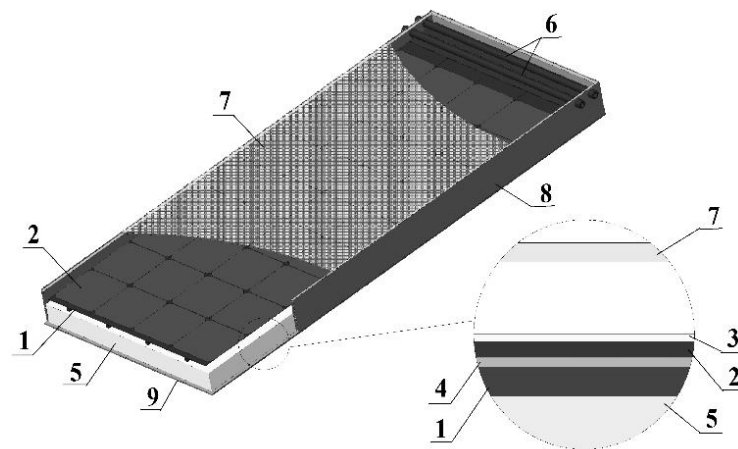


Рис. 2.11. Конструкція КСК на основі АКТТ: 1 – АКТТ;
2 – фотоелементи; 3 – захисне оптичне покриття; 4 – клей;
5 – теплоізоляція; 6 – теплообмінник; 7 – скло; 8 – корпус; 9 – нижня кришка.

Принцип функціонування полягає в наступному. Сонячна енергія через прозоре захисне скло (7), яке встановлено на корпус КСК (8), падає на поверхню фотоелементів (2). Частина сонячної енергії перетворюється фотоелементами в електричну, а інша частина перетворюється в теплову і за допомогою АКТТ (1) передається до теплообмінника (6) з робочим теплоносієм. Далі тепло робочою рідиною транспортується в бойлер. За рахунок акумуляції тепла в бойлері та системи «теплоносій - теплообмінник - теплова труба» здійснюється охолодження фотоелементів і підвищення продуктивності їх ФЕБ.

Така конструкція дає можливість збирати КСК у вигляді окремих модулів, кожен представляє собою АКТТ з фотоелементами, що спрощує інсталяцію системи. При цьому підвищується надійність і ремонтпридатність системи.

Розроблено ескізну документацію комбінованого сонячного колектора (рис. 2.12).

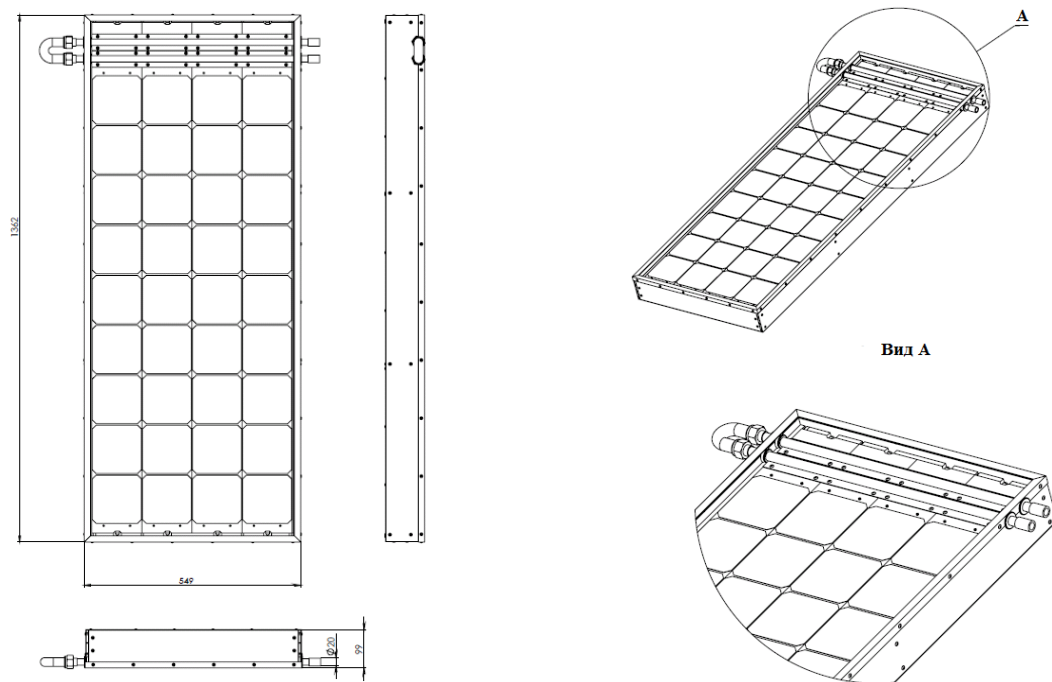


Рис. 2.12. Ескіз конструкції зразка комбінованого сонячного колектора

Виготовлено дослідний зразок комбінованого сонячного колектора (рис. 2.13). Зразок має наступні характеристики:

- габарити абсорбуючої поверхні з фотоелементами 1340×550 мм;
- кількість фотоелементів – 36, шт;
- максимальна електрична потужність – 75 Вт;
- полікристалічні фотоелементи 125×125 мм;
- ККД фотоелементів 14...15 %;
- скло з світлопропускнуою здатністю 0,91, товщиною 4 мм;
- захисне покриття для фотоелементів – герметик силіконовий марки ПК-68 з світло пропускнуою здатністю 0,96.

Зразок комбінованого сонячного колектора являється базовою конструкцією з максимальною вихідною потужністю 75 Вт.

Дослідний КСК включає в себе пакет з 4 АКТТ, які приєднуються до каркасу. Довжина зони нагріву АКТТ складає 1180 мм, а зони конденсації 86

мм. Для відведення теплоти від зони конденсації, до АКТТ під'єднується трубчастий проточний теплообмінник (розглядаються два варіанти, теплообмінник першого типу та другого типу). Простір між теплообмінником і плавником АКТТ заповнюється теплопровідною пастою, після чого вони стискаються з великим зусиллям та закріплюються. Залишок пасти видаляється. Від сили притискання поверхонь теплообміну та міцності їх з'єднання в значній мірі залежить ефективність передачі теплоти та, як наслідок, ККД сонячного колектора. До теплообмінника приварюються патрубки для під'єднання труб контуру циркуляції води.

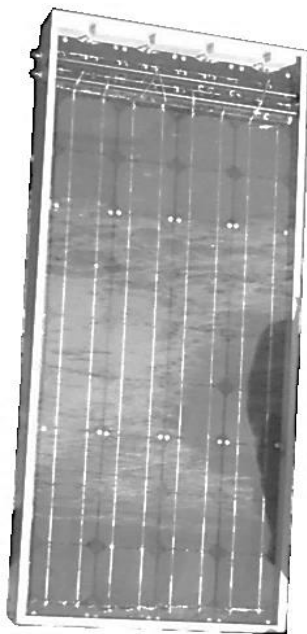


Рис. 2.13. Загальний вигляд зразка комбіновано сонячного колектора

За допомогою двосторонньої липкої стрічки фотоелементи закріплюються на плавниках АКТТ. Зверху вони покривається силіконовим герметиком марки ПК-68 з світло пропускнуою здатністю 0,96. Між фотоелектричними перетворювачами та АКТТ поміщується спеціальна підкладка з електроізоляційної склотканини марки ЕЗ-125. В АКТТ робляться спеціальні отвори для встановлення конекторів фотоелементів. За допомогою цих конекторів, зі зворотного боку КСК ряди фотоелементів

з'єднуються послідовно між собою. Контакти виводяться з корпусу КСК через спеціальний отвір для під'єднання до батареї акумулятора.

Уся конструкція поміщається в корпус КСК та закривається з верхнього боку захисним склом, що має високу пропускну здатність.

Під АКТТ поміщується шар теплоізоляції товщиною 80 мм, після чого з заднього боку КСК закривається кришкою.

Конструкція побудована так, що кожна АКТТ представляє собою окремий фотоелектричний модуль. Таким чином, у подальшому можливо створювати фотоелектричну систему з різного числа модулів та різною їх довжиною. Що в першу чергу розраховано на їх інтеграцію в фасади будівель. Для цього розроблено спеціальні два типи теплообмінників, які монтуються на поверхнях теплових труб тільки за рахунок теплопровідного шару (в нашому випадку – термопаста КПТ-8) та саморізів. В роботі досліджуються КСК з двома різними конструкціями теплообмінників для порівняння їх теплової ефективності та впливу на режим роботи теплових труб. Конструкції теплообмінників представлені на рис. 2.14.

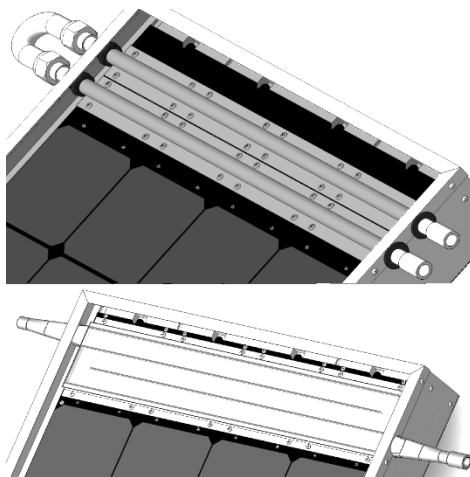


Рис. 2.14. Конструкції проточних теплообмінників для КСК

На рис. Г.1 (додаток Г) наведений загальний вигляд дослідних зразків сонячних систем, основні характеристики яких представлені в табл. Г.4 (додаток Г).

Об'єктами експериментальних досліджень теплотехнічних параметрів були два сонячні колектори на теплових трубах: СК № 1 з чорним анодованим покриттям теплопоглинальної панелі і СК №2, окрашені в чорний колір спеціальним покриттям, а також один СК проточного типу без ТТ з чорним анодованим покриттям.

Колектори відрізнялись лише конструктивними особливостями теплопоглинальної поверхні з теплових труб, або профільних оболонок, загальний вигляд яких наведений на рис. Г.2-Г.3 (додаток Г).

Електричні характеристики КСК досліджувалися паралельно з кремнієвою ФЕБ (рис. Г.4 додаток Г) з фотоелементами монокристалічного типу виробництва ПАО «КВАЗАР», Україна. Конструкція ФЕБ представляє собою електроізольовану плоску поверхню на якій розташовані ФЕП. Електрична схема з'єднання ФЕП така ж як і у КСК. Всі ФЕП з'єднані послідовно в чотири електричні ланцюги. Кожні два ланцюги з'єднані між собою послідовно. Ці два блоки ланцюгів ФЕП з'єднуються між собою паралельно. Така схема застосована для отримання максимального значення вихідної потужності ФЕБ. ФЕП закриті прозорим захисним склом. В таблиці Г.5 (додаток Г) представлені основні характеристики ФЕБ.

2.5. Методики дослідження КСК з АКТТ, СК та ФЕБ.

Для проведення теплотехнічних і гідравлічних випробувань створених діючих зразків СК була розроблена, виготовлена і от'юстирована експериментальна установка, зовнішній вигляд якої зображена на рис. 2.15, а опис наведений в роботі [134].

Перед кожним початком проведення експериментальних досліджень теплових та температурних характеристик плоских сонячних колекторів на установці імітатора сонячного випромінювання проводилася процедура вивірки густини падаючого теплового потоку по поверхні. Основною задачею даної операції є знаходження та оцінка варіації (відносне відхилення значення щільності теплового потоку по поверхні від його вибіркового/емпіричного середнього значення). Це значення характеризує до якого відповідного класу імітаторів відноситься даний експериментальний стенд.

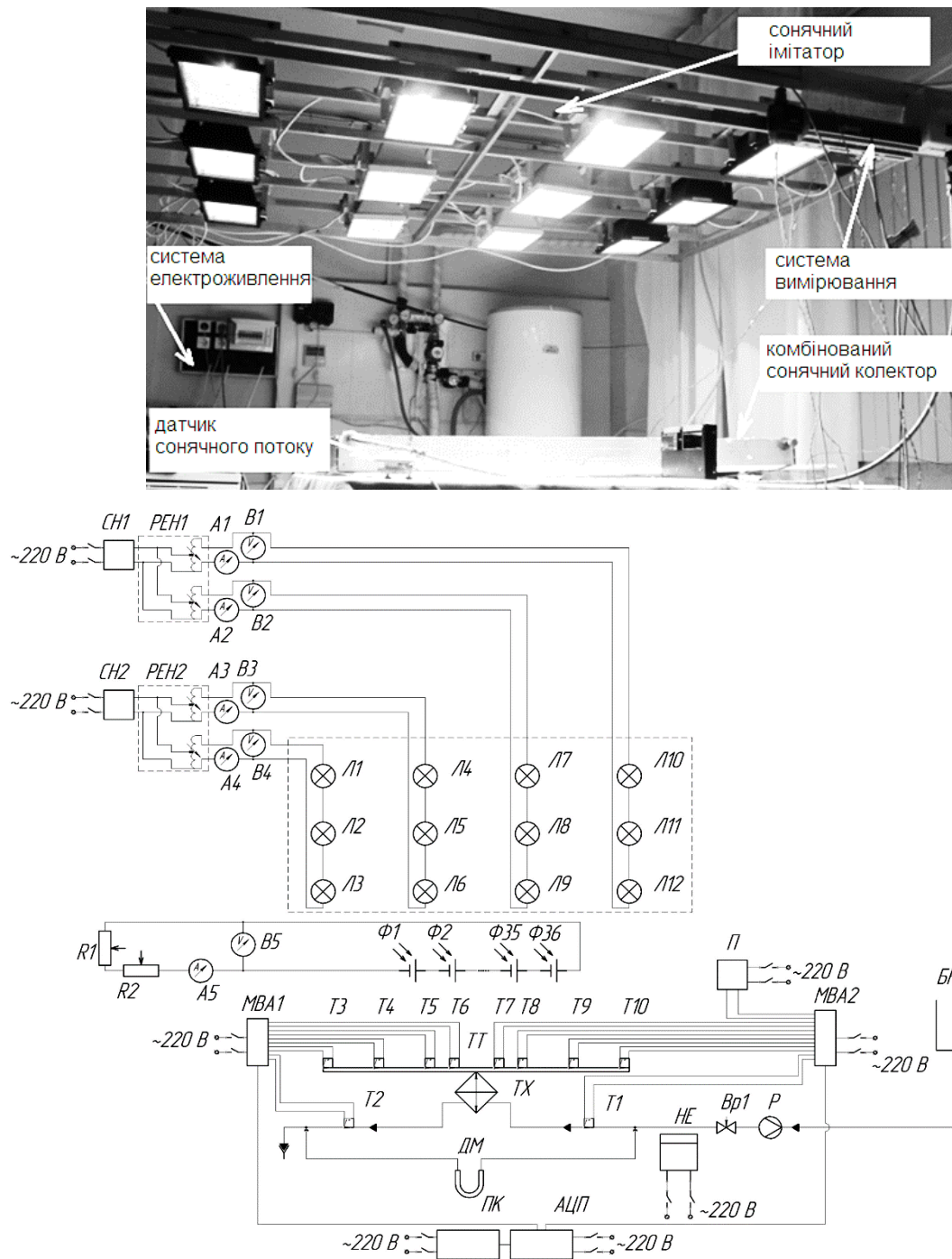


Рис. 2.15. Принципова схема експериментальної установки імітатора Сонця: ПТ – поверхня теплопоглинаюча сонячного колектора; ЛГ1...ЛГ12 – лампи галогенові; В1...В5 – вольтметр; А1...А5 – амперметр; R1-R2 – реостат; Ф1...Ф36 – фотоелемент; РЕН1, РЕН2 – регулятор електричної напруги; СН1, СН2 – стабілізатор напруги; Т1...Т10 – датчики температури; ВТ – витратомір; Вр1, Вр2 – вентиль; НЕ – нагрівач електричний (проточного типу); ТХ – теплообмінник-холодильник; БН – бак; П1, П2 – п'єзометр; ПР – піранометр; МВА1, МВА2 – модуль аналогового вводу; АД – адаптер; ПК – комп'ютер персональний.

Імітатор сонця був розроблений таким чином, щоб в процесі випробувань була можливість зміни положення ламп, тим самим корегувати розподілення густини теплового потоку. Лампи можуть рухатись у тривимірній системі координат (по висоті, довжині та ширині) за допомогою рівнів висоти та направляючих планок. Кожна лампа регулюється окремо, так як має свої регулюючі елементи. Максимальна густина теплового потоку отриманого від установки, може сягати значення 3000 Вт/м².

Із проведених дослідів та наукового напрацьованого досвіду було визначено оптимальне розташування ламп у симетричному (відносно середньої лінії по довжині) шаховому порядку.

Після встановлення оптимального положення ламп на поворотний стіл дослідної установки встановлюється шаблон для дослідження. Шаблон (розмірами 800×1400 мм) розбитий на 112 чарунок (8 рядів по ширині, 14 рядів по довжині) квадратної форми (100×100 мм) відповідно розмірам датчика густини теплового потоку (піранометр Kipp&Zonnen CMP-3).

В кожній чарунці піранометром проводилися виміри густини падаючого теплового потоку. Відносне відхилення розподілення густини теплового потоку по поверхні розраховується за наступною формулою:

$$\delta(E) = \frac{\Delta E}{\bar{E}}. \quad (2.17)$$

Середнє арифметичне значення густини теплового потоку визначається із формули:

$$\bar{E} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n E_i, \quad (2.18)$$

де n – кількість проведених вимірів величини E ($n=112$ – кількість чарунок);
 E_i – результат i -го виміру, Вт/м².

Абсолютне відхилення значення величини E розраховується за формулою:

$$\Delta E = \sqrt{\Delta E_{\text{сист}}^2 + \Delta E_{\text{вип}}^2}. \quad (2.19)$$

Систематичне відхилення $\Delta E_{\text{сист.}}$ береться з паспорту прибору. У нашому випадку $\Delta E_{\text{сист.}} = 5 \text{ Вт/м}^2$.

Випадкове відхилення вимірювання величини E визначається із формули:

$$\Delta E_{\text{вип}} = t_{\alpha, n} \cdot S,$$

де $t_{\alpha, n}$ – коефіцієнт Стюдента [38].

Середнє квадратичне відхилення величини E :

$$S(E) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(\bar{E} - E_i)^2}{n \cdot (n - 1)}}. \quad (2.20)$$

Як показав розрахунок за даною методикою, відносне відхилення густини теплового потоку, отриманого від ламп по поверхні, складає значення $\pm 2,93 \%$.

За Європейським стандартом ASTM E491 [135], в якому описується методика випробувань установок імітаторів Сонця розроблений та сконструйований стенд за класом точності відноситься до категорії А. Вимоги стандарту до імітаторів за їхніми характеристиками приведені в табл. Б.1-Б.2 (додаток Б).

Провівши процедуру перевірки розподілення теплового потоку по поверхні, можна вважати, що установка імітатора Сонця, схема якої

представлена на рис. 2.15, придатна для проведення досліджень температурних та теплових робочих режимів СК.

Кожен експериментальний зразок встановлюється на поворотний стіл дослідної установки під сонячний імітатор з лампами галогенними ЛГ1...ЛГ12. Для дослідження СК в найжорсткіших умовах поворотний стіл встановлюється під кутом 3° до горизонту. Таким чином погіршувалися теплопередавальні властивості ТТ. Випромінювання галогенних ламп практично подібне до спектру сонячного світла. В даній установці використовувались дванадцять ламп (розмірами $290 \times 265 \times 125$ мм), кожна з номінальною електричною потужністю 1000 Вт. Лампи живляться мережевою змінною напругою 220 В за допомогою мідного двожильного кабеля (площею поперечного перетину $2,5 \text{ мм}^2$). Для підтримки та недопущення стрибків напруги використовувалися стабілізатори напруги СН1 та СН2. Густина теплового потоку від ламп регулювалась зміною напруги від двох регуляторів електричної напруги РЕН1 та РЕН2. Кожен РЕН має по дві регульовані вторинні мідні обмотки. Кожен з чотирьох рядів ламп (в одному ряді по три лампи) живиться від своєї окремої обмотки. Тобто, є можливість більш локально регулювати густину падаючого теплового потоку. Координація відповідного рівня напруги та відслідковування рівня споживаної електричної потужності в процесі проведення експериментів відбувається за допомогою підключених в електричну схему установки амперметрів А1, А2 та вольтметрів В1, В2.

Вода до СК підводилась від побутової мережі по металопластиковим трубам $16 \times 2,0$ мм які безпосередньо з'єднувалися через гнучкі шланги. Витрати води мірялись за допомогою витратоміра ВТ та регулювалися вентилем ВН. Також витрати мірялись (при малих об'ємних витратах) мірною ємністю. Для додаткового підігріву води на вході в СК в гідравлічний контур встановлено електричний проточний нагрівач НЕ (максимальної електричної потужністю 5 кВт).

Електричні параметри вимірюються за допомогою додаткової блок-

схеми, яка представлена на рис. 2.16. Блок-схема складається з клем «+» та «-» до яких підключається КСК/ФЕБ. Сила струму та напруга вимірюється за допомогою амперметра і вольтметра та змінюється реостатом.

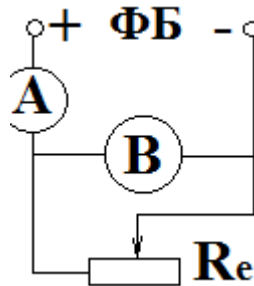


Рис. 2.16. Блок-схема для вимірювання електричних характеристик КСК та ФБ

Гідравлічні характеристики СК (гідравлічний опір теплообмінника-холодильника ТХ) досліджувалися за допомогою скляних прозорих п'єзометрів П1 та П2. За допомогою фітингів (трійників) через гнучкі шланги п'єзометри встановлені на вході та виході з колектора. По перепаду рівнів водяного стовпа визначався сумарний гідравлічний опір (сума опору тертя та місцевого опору) теплообмінника. Дослідження проводилися в діапазонах об'ємної витрати води $8,3 \cdot 10^{-6} \dots 66,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$.

Для виміру температури встановлені датчики температур на вході СК (Т1), виході (Т2), на поверхні однієї ТТ для відслідковування умов її роботи (Т4, Т6 – зона нагріву; Т8 – зона конденсації) та на плавнику/теплопоглинаючій поверхні (Т3, Т5 – зона нагріву; Т7 – зона конденсації). Датчики Т1, Т2 встановлювались на нижній поверхні мідної труби та теплоізолювались спініним каучуком (ізоляція K-FLEX ST/SK). Також встановлювались датчики на теплопоглинаючій поверхні (Т5, Т6...Т7), в тому числі, для оцінки теплових втрат з поверхні. У якості датчиків температури були використані мідь-константанові термопари (довжиною 3 м і діаметром дроту 0,2 мм), які кріпились до поверхні за допомогою алюмінієвої стрічки з однобічним клейким шаром (температура

експлуатації до $+90\text{ }^{\circ}\text{C}$). Термопари зварювалися за допомогою дугової ручної зварки. Для забезпечення електричної ізоляції (для запобігання впливу електричних шумів, наводок на сигнал датчика) між спаєм датчика та поверхнею ТТ розміщувалась тонка стрічка з паперу. Кожен спай датчиків закривалися теплоізолятором (мінеральною ватою) для зниження тепловідтоків тепла. Кінці термопар під'єднувалися до автоматизованої інформаційно-вимірювальної системи. Для виміру температури води на вході та виході з СК, температури навколишнього середовища використовувалися датчики температури ДТ1, ДТ2.

Автоматизована система вимірювання температури має до 24 вимірювальних каналів та характеризується часом зчитування усіх датчиків 5 с. Основними складовими елементами системи є: комп'ютер персональний (ПК), модулі аналогового вводу МВА1, МВА2, адаптер сигналів.

Робота системи керується спеціальним програмним забезпеченням, яке розроблене в КПІ ім. Ігоря Сікорського, і орієнтовано на таблично-графічне представлення експериментальних даних, їх обробку та архівацію.

Для вимірювання величини сонячного теплового потоку використаний піранометр ПР (СМР-3 фірми Kipp&Zonnen), який в процесі досліджень встановлювався на рамі колектора. Вихідний сигнал від піранометра потрапляв до автоматизованої системи вимірювання (на МВА через адаптер до ПК). Величина загальної похибки вимірювання сонячного потоку не перевищує 10 %. Величини максимальних абсолютних похибок вимірювання температури не перевищує $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, в тому числі температура навколишнього середовища – $\pm 0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Перед початком випробувань відкривають вентиль ВН. За допомогою ротаметра виставляється відповідна об'ємна витрата води через колектор ($5,8 \cdot 10^{-6}\text{ м}^3/\text{с}$, $8,3 \cdot 10^{-6}\text{ м}^3/\text{с}$ та $16,7 \cdot 10^{-6}\text{ м}^3/\text{с}$). Після досягнення стаціонарних значень температури СК включається енергоживлення галогенних ламп та за показаннями вольтметрів В1...В4 виставляється напруга, яка відповідає

конкретному значенню густини теплового потоку, падаючого на СК (400 Вт/м², 600 Вт/м², 700 Вт/м², 800 Вт/м² та 900 Вт/м²).

Одночасно запускався секундомір. Відбувався процес опромінення сонячного колектора та його нагрів. Починає зростати значення температур теплопоглинаючої поверхні СК та входу і виходу води із колектора. Після досягнення стаціонарного режиму, через 10 хв зупиняють секундомір і записуються всі значення датчиків температур, значення теплового потоку, значення датчиків температури ДТ1, ДТ2 та час виходу колектора на стаціонар. Після цього на лампи подається інша напруга яка відповідає другому значенню густини теплового потоку.

Таким чином густина теплового потоку змінюється від 400 Вт/м² до 800 Вт/м² при одному значенню витрат води. Після чого досліди повторюються при інших витратах води. Дослідження проводились для кожного з 3-х діючих макетів СК.

Були отримані експериментальні дані основних теплотехнічних параметрів для кожного колектора, за допомогою яких визначалась теплова ефективність СК і порівнювалась з експериментальними та розрахунковими даними.

Також, у ряді даних досліджень, визначалась постійна часу кожного колектора яка характеризує його теплоінерційність. Експеримент починається з того, що за відсутності потоку сонячної радіації за допомогою вентиля ВН подається мережева вода на вхід СК з температурою, що дорівнює температурі довкілля (з відхиленням не більше ± 1 °С). Витрати води встановлюються на дослідний макет СК складають значення $16,7 \cdot 10^{-6}$ кг/с.

Після стабілізації температури теплоносія на виході СК його піддають дії сонячної радіації, вмикається секундомір і визначається проміжок часу до встановлення стаціонарного стану СК. Температурний режим СК вважається стаціонарним, якщо температура теплоносія та навколишнього повітря протягом 10 хв змінюється не більше ніж на 1 °С. Після цього СК знову

затінюють і ще раз визначається проміжок часу до встановлення нового стаціонарного стану.

Під час випробування густина потоку сумарної сонячної радіації становила значення 700 Вт/м², температура навколишнього повітря – 23...24 °С, а швидкість вітру – не більше 2 м/с, за умови, що випробування відбуваються в натуральних умовах.

В експерименті вимірюється час опромінювання та затінення СК, витрати теплоносія, густина потоку сонячної радіації, температура навколишнього повітря, температура теплоносія на вході СК та виході з нього, причому остання вимірюється щохвилинно.

Стала часу СК визначається за часом Т, необхідним для досягнення умови:

$$\frac{t_{\text{вих.}}^{\text{п}}(T) - t_{\text{вих.}}^{\text{п}}}{t_{\text{вих.}}^{\text{к}} - t_{\text{вих.}}^{\text{п}}} = 0,632, \quad (2.21)$$

де $t_{\text{вих.}}^{\text{п}}$ – температура теплоносія на виході СК до зміни густини потоку сонячної радіації чи його температури на вході СК, °С; $t_{\text{вих.}}^{\text{к}}$ – температура теплоносія на виході СК у стаціонарному стані після зміни густини сонячної радіації чи його температури на вході СК, °С.

При цьому для першого експерименту (дія сонячної радіації або збільшення вхідної температури теплоносія) $t_{\text{вих.}}^{\text{п}} = t_0$, а $t_{\text{вих.}}^{\text{к}}$ визначають як усталену (у стаціонарному стані СК) вихідну температуру теплоносія. Для другого експерименту (затінення СК або зниження вхідної температури) $t_{\text{вих.}}^{\text{п}} = t_{\text{вих.}}^{\text{к}}$ першого експерименту, а $t_{\text{вих.}}^{\text{к}} = t_0$.

2.6. Програми дослідження комбінованого сонячного колектора.

Програма досліджень відноситься до КСК та описує процедури гідравлічних випробувань, динамічних теплових випробувань, а також випробування їх теплової та електричної ефективності.

Динамічні теплові випробування проводяться для визначення інертності КСК. Випробування теплової та електричної ефективності КСК призначені для оцінки ефективності даної конструкції

2.6.1. Гідравлічне випробування.

Під час проведення гідравлічного випробування використовують такі прилади:

- термометри лабораторні із шкалами $0 \dots 50$ °C і $50 \dots 100$ °C з ціною поділки $0,1$ °C;
- витратомір з похибкою, що не перевищує 1 % у діапазоні витрат від $0,005$ кг/с до $0,050$ кг/с;
- мікроманометр класу 1 .

Допоміжним пристроєм для проведення випробування є випробувальний стенд, обладнаний опорною рамою для закріплення КСК, системою трубопроводів із запірною та регулювальною арматурою, баком для води, циркуляційним насосом і електроводонагрівачем.

Після заповнення теплоносієм установленого на стенді КСК вмикають циркуляційний насос і електроводонагрівач. Протягом 30 хв забезпечують нагрівання і циркуляцію теплоносія. Режим вважають таким, що установився, якщо витрати і температура теплоносія залишаються незмінними протягом двох сталих часу КСК, але не менше 10 хв.

Експерименти провадять за умов чотирьох різних витрат і двох значень середньомасової температури теплоносія (у розрахунках використовують середнє арифметичне значення між температурою на вході КСК, яка повинна бути $5 \dots 25$ °C, і температурою на виході КСК, яка повинна бути $40 \dots 60$ °C). Перший рівень температур теплоносія відповідає температурі навколишнього повітря, а другий – робочому діапазону КСК. Випробувальні витрати теплоносія становлять – від значення $0,014$ кг/с на 1 м² габаритної площі СК. Причому випробування провадять послідовно від більших витрат до менших.

Допускається провадити випробування в декілька етапів за умови збереження порядку змінення витрат теплоносія в межах кожного експерименту.

В експерименті вимірюють витрати теплоносія, температуру теплоносія на вході КСК і виході з нього, втрати напору в КСК. Покази приладів усереднюють за період вимірювання, який дорівнює 15 хв за кількості вимірювань не менше трьох.

2.6.2. Динамічне теплове випробування.

Під час проведення динамічного теплового випробування КСК використовують такі прилади:

- піранометр типу СМРЗ у парі з вторинним приладом;
- термометри лабораторні із шкалами $0...50\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $50...100\text{ }^{\circ}\text{C}$ з ціною поділки $1\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- анемометр;
- секундомір з ціною поділки $0,1\text{ с}$;
- витратомір з похибкою, що не перевищує 1% у діапазоні витрат $0,005...0,05\text{ кг/с}$.

Допоміжним пристроєм для проведення випробування є випробувальний стенд, обладнаний опорною рамою для закріплення КСК та піранометра, системою трубопроводів, циркуляційним насосом, запірною арматурою та баком з водою. Під час проведення випробування в лабораторних умовах використовують інформаційно-вимірювальну систему.

КСК встановлюють на стенді лицьовою поверхнею до джерела випромінення перпендикулярно до напрямку випромінення з можливим відхиленням до 30° і заповнюють водою через нижній патрубок.

Експеримент починають з того, що за відсутності потоку сонячної радіації (КСК затінено екраном) включають циркуляційний насос, який подає на вхід КСК теплоносії з температурою, що дорівнює температурі довкілля (з відхиленням не більше $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$). Витрати теплоносія мають становити $0,014$

кг/с на 1 м² габаритної площі СК. Витрати теплоносія та його початкова (вхідна) температура повинні бути сталими протягом усього періоду випробування.

Після стабілізації температури теплоносія на виході КСК його піддають дії сонячної радіації (забирають затінювальний екран), вмикають секундомір і визначають проміжок часу до встановлення стаціонарного стану КСК. Температурний режим КСК вважають стаціонарним, якщо температура теплоносія та навколишнього повітря протягом 10 хв змінюється не більше ніж на 0,1 °С. Після цього КСК знову затінюють і ще раз визначають проміжок часу до встановлення нового стаціонарного стану.

Під час випробування густина сонячного теплового потоку повинна бути не меншою ніж 600 Вт/м², температура навколишнього повітря – не нижчою 15 °С, а швидкість вітру – не більше 2 м/с.

В експерименті вимірюють час опромінювання та затінення КСК, витрати теплоносія, густину потоку сонячної радіації, температуру навколишнього повітря, швидкість вітру, температуру теплоносія на вході КСК та на виході з нього, причому останню вимірюють щохвилино.

2.6.3. Випробування для визначення теплової та електричної ефективності.

Під час проведення випробування на теплову ефективність КСК використовують вимірювальні прилади та допоміжне обладнання. Крім того, слід використовувати інформаційно-вимірювальну систему. Для визначення електричної ефективності необхідно використовувати вольтметр та амперметр чи універсальний інвертор, що дозволяє вимірювати вихідні силу току, напругу та потужність.

Порядок проведення випробування визначення теплової ефективності.

Після заповнення теплоносієм установленого на стенді КСК вмикають циркуляційний насос. Протягом 15 хв забезпечують циркуляцію теплоносія без опромінення КСК.

Витрати теплоносія встановлюють 0,014 кг/с на 1 м² габаритної площі

КСК. Після цього КСК піддають дії потоку сонячної радіації, а теплоносії перед подачею в КСК підігрівають до необхідної температури.

Випробувальні температури (середні температури теплоносія) встановлюють 30 °С; 45 °С; 60 °С; 75 °С. Якщо верхня межа температури для випробовуваного КСК нижча ніж 75 °С, то випробування проводять на рівнях 0; 30 %; 60 %; 90 % від діапазону від 30 °С до верхньої межі температури цього КСК.

На кожному рівні температур СК витримують протягом трьох сталих часу КСК, але не менше 15 хв, після чого протягом однієї сталої часу проводять виміри.

Допускається проведення випробування в декілька етапів зі збереженням порядку зміни температур теплоносія в межах кожного експерименту та з попередньою витримкою на попередньому температурному рівні, а також виконання експериментів за різних витрат теплоносія, які відрізняються одна від одної не більше ніж на ± 25 %.

У процесі випробування густина потоку сонячного теплового потоку повинна бути не менша 300 Вт/м², температура навколишнього повітря – не нижча 15 °С, а швидкість вітру – не більша 2 м/с.

Повторюються випробування при рівнях сонячного потоку 400 Вт/м², 500 Вт/м², 600 Вт/м², 700 Вт/м², 800 Вт/м², 900 Вт/м².

В експерименті вимірюють час, витрати теплоносія, густину потоку сонячної радіації, температуру навколишнього повітря, початкову та кінцеву температуру теплоносія, швидкість вітру. Дані усереднюють за період вимірювання, що дорівнює одній сталій часу КСК, але не менше ніж 5 хв.

За даними, одержаними в результаті випробування, обчислюють значення η і $\Delta t/E$. У тих випадках, коли значення ККД, які відповідають одному рівню $\Delta t/E$, відрізняються одне від одного більше ніж на 10 %, виміри повторюють.

Порядок проведення випробування визначення електричної ефективності.

Встановити густину сонячного випромінювання 600 Вт/м². Встановити температуру на вході в КСК таку, щоб температура фотоеlementів

дорівнювала 25 ± 1 °С. Витримують у такому стані до повної теплової стабілізації КСК. При цьому витрата теплоносія повинна бути забезпечена з точністю ± 1 %, вхідна температура теплоносія не повинна змінюватись більш ніж $\pm 0,5$ °С, потік випромінювання змінюватись більш ніж ± 5 %, середня швидкість вітру через 5 хв не повинна підвищуватись на 1,75 м/с. КСК враховують стабілізований, якщо кожна з температур не змінюється більше ніж на 1 °С за 10 хв.

Фіксують наступні параметри: витрату теплоносія, інтенсивність сонячного потоку, температуру теплоносія на вході, температуру теплоносія на виході, температуру навколишнього середовища, температуру фотоелементів, струм короткого замикання, напругу розімкнутого ланцюгу, чотири значення струму, які відповідають чотирьом різним значенням напруги.

Повторюються випробування при рівнях сонячного потоку 700 Вт/м², 800 Вт/м², 900 Вт/м², 1000 Вт/м² та при змінах температур фотоелементів 40 ± 1 °С, 60 ± 1 °С, 80 ± 1 °С, змінюючи витрату теплоносія чи температур теплоносія на вході в КСК.

Проводиться розрахунок максимальної вихідної потужності КСК, як добуток сили струму та напруги. Після чого проводиться розрахунок електричної ефективності КСК за формулою 1.12.

Загальна ексергія враховує відміну отриманої енергії від теплової та електричної складової і включає в себе перетворення низькопотенціальної теплової енергії в еквівалент високопотенціальної електричної енергії з використанням теорії циклу Карно [136]. Загальна ексергія e_o може бути знайдена за наступною формулою:

$$e_o = e_t + e_e = (\zeta_t + \zeta_e) \cdot E = \zeta_o \cdot E, \quad (2.22)$$

де e_t , e_e – теплова та електрична ексергії відповідно; ζ_t , ζ_e – теплова та електрична ексергетична ефективність; ζ_o – загальна ексергетична ефективність.

Теплова ексергія може бути визначена як:

$$E_T = \eta_c Q^T_{\text{заг}} = \eta_c \cdot \eta_T \cdot E, \quad (2.23)$$

де η_c – ефективність ідеального Циклу Карно [136] та визначена як:

$$\eta_c = 1 - 293K / (293K + (t_{\text{кін}} - t_{\text{нс}})), \quad (2.24)$$

де $t_{\text{кін}}$ – кінцева температура робочого середовища, °C.

Електрична ексергія записується як:

$$e_e = \eta_e \cdot E = \zeta_e \cdot E \quad (2.25)$$

Загальна ефективність ексергії може бути записана як:

$$\zeta_o = \eta_c \cdot \eta_T + \eta_e \quad (2.26)$$

Визначення ефективності ексергії дозволяє оцінити продуктивність КСК.

2.7. Оцінка похибок вимірювань.

Оцінка похибок експериментальних вимірювань виконана відповідно до основних положень теорії оброблення основних результатів вимірювання [137, 138, 139].

Загальна похибка прямого вимірювання складається із випадкової і системної похибок.

Систематична похибка прямих вимірювань визначалася похибкою приладу і недосконалістю методу вимірювання.

Повна систематична похибка $\Delta X_{\text{сист}}$ прямого вимірювання включає похибку приладу і складові пов'язані, з недосконалістю методики вимірювання, і розраховувалася за формулою:

$$\Delta X_{\text{сис}} = k \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta X_{i, \text{сис}}^2}, \quad (2.27)$$

де $\Delta X_{i, \text{сис}}$ – складові систематичної похибки прямого вимірювання; k – коефіцієнт, обумовлений прийнятою довірчою ймовірністю P (при $P = 0,95$, $k = 1,1$).

Для заданої довірчої ймовірності випадкова похибка прямого вимірювання $\Delta X_{\text{вип}}$ – довірна похибка, розраховувалась за формулою:

$$\Delta X_{\text{вип}} = t_p \cdot S_n, \quad (2.28)$$

де t_p – коефіцієнт Ст'юдента, обумовлений числом вимірювань n та прийнятою довірчою ймовірністю; S_n – оцінка середньоквадратичного відхилення середнього значення величини, що вимірюється.

У випадку, коли систематична похибка мала в порівнянні з випадковою похибкою $\Delta X_{\text{сис}}/S_n < 0,8$, то повна похибка прямого вимірювання дорівнювала випадковій похибці $\Delta X = \Delta X_{\text{вип}}$. Якщо випадковою похибкою можна знехтувати $\Delta X_{\text{сис}}/S_n > 8$, то повна похибка дорівнює систематичній $\Delta X = \Delta X_{\text{сис}}$.

Якщо систематична та випадкова похибки дорівнюють $0,8 < \Delta X_{\text{сис}}/S_n < 8$, то повна абсолютна похибка прямого вимірювання визначалася за формулами приведеними в роботі [140]:

$$\Delta X = k_B \cdot S_\Sigma, \quad (2.29)$$

$$S_\Sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta X_{i, \text{сис}}^2 / 3 + S_n^2}, \quad (2.30)$$

$$k_B = \frac{\Delta X_{\text{вип}} + \Delta X_{\text{сист}}}{S_n + \sqrt{\sum_{i=1}^m \Delta X_{i, \text{сист}}^2} / 3}, \quad (2.31)$$

де k_B – коефіцієнт, який залежить від співвідношення випадкових і невиключених систематичних похибок; S_Σ – оцінка сумарного середньоквадратичного результату прямого вимірювання; $\Delta X_{\text{сист}}$, $X_{i, \text{сист}}$ – повна систематична похибка прямого вимірювання та її складові; S_n – оцінка середньоквадратичного відхилення результату прямого вимірювання; $\Delta X_{\text{вип}}$ – випадкова похибка прямого вимірювання.

До прямих вимірювань при дослідженні теплотехнічних характеристик АКТТ і КСК відносяться: геометричні параметри дослідних зразків; термо-ЕРС, що визначається термопарами; електрична потужність, що подається на імітатор теплового потоку.

Вимірювання геометричних параметрів дослідних зразків відбувалося з похибкою $\pm 0,05$ мм. При вимірюванні геометричних розмірів КС АКТТ і КСК похибка дорівнювала $\pm 0,05$ мм. Вимірювання кутових характеристик їх установки (орієнтація в полі сил тяжіння) здійснювалися цифровим кутоміром з похибкою $\pm 0,05^\circ$.

Потужність в ланцюзі електроживлення нагрівача фіксувалась ватметром класу $\delta_k = 0,2$.

Похибка прямого вимірювання температури поверхні інформаційно-вимірювальною системою за допомогою мідь-константанових термопар при дослідженні теплотехнічних характеристик КСК і АКТТ складалась з похибок вимірювання температури аналого-цифровим перетворювачем (згідно паспортних даних гранична похибка $\pm 0,25$ %); похибки градуювання термопар, що при застосуванні для градуювання зразкового платиного термометру опору не перевищує $\pm 0,2$ К; та похибки визначення величини температури за допомогою таблиць $\delta P = \pm 0,25$ %. Отже, величина сумарної

систематичної похибки визначалась за формулою 2.27. Крім того, враховувалась випадкова похибка, що розраховувалась за формулою 2.21 для числа вимірювань $n = 5$ і $P = 0,95$ та складає $\Delta t_{\text{вип}} = 0,28$ К. У зв'язку із сумарністю похибок при розрахунку похибок за формулами 2.29-2.31, довірна похибка вимірювань температури $\Delta T = 0,41$ К.

Систематична похибка непрямого вимірювання величини з урахуванням P обчислювалась за формулою 2.32:

$$\delta\Omega_{\text{сист}} = k \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m [(\partial\Omega/\partial X_i) \cdot \Delta X_{i, \text{сист}} / \Omega]^2}, \quad (2.32)$$

де X_i – результат прямих вимірювань; $X_{i, \text{сист}}$ – систематична похибка.

Значення абсолютних і відносних похибок приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1.

Похибки прямих вимірювань

Вимірювана величина	Границя вимірювання	Середнє значення вимірювальної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1. Тепловий потік, Вт	до 350	154	$\pm 0,9$	9,3 %
2. ЕРС термопар, мВ	0,3...10	2,34	$\pm 5,34 \cdot 10^{-3}$	0,23 %

Випадкова похибка непрямого вимірювання величин визначалась за формулою 2.33:

$$\delta\Omega_{\text{вип}} = k \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^m \left[\left(\frac{\partial\Omega}{\partial X_i} \right) \cdot \Delta X_{i, \text{вип}} / \Omega \right]^2}. \quad (2.33)$$

Сумарна ймовірна оцінка похибки непрямого вимірювання величин визначалася за формулою 2.34:

$$\delta\Omega = \sqrt{(\delta\Omega_{\text{вип}})^2 + (\delta\Omega_{\text{сист}})^2}. \quad (2.34)$$

Ці та інші похибки визначалися для $P = 0,95$.

Значення абсолютних і відносних похибок результатів обчислення непрямого вимірювання величин приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2.

Похибки непрямих вимірювань

Вимірювана величина	Середнє значення вимірювальної величини	Абсолютна похибка	Відносна похибка
1. Термічний опір, К/Вт	0,07	$\pm 0,01$	17,6 %
2. Гранична густина теплового потоку, Вт/м ²	42000	$\pm 0,37 \cdot 10^4$	12,2 %
3. Середній коефіцієнт теплообміну в зоні нагріву, Вт/(м ² ·К)	4800	$\pm 0,24 \cdot 10^3$	19,3 %

2.8. Висновки по розділу 2.

В другому розділі відповідно до постановки задач дослідження (п. 1.5) наведені:

1. Основи технології і конструктивні особливості, які дають можливість виготовлення АКТТ з Ω -подібною КС призначених для роботи в режимі термосифону у складі КСК;

2. Основи технології і конструктивні особливості, які дають можливість виготовлення КСК з АКТТ.

3. Конструкції експериментальних зразків АКТТ (див. табл. Г.1-Г.2, додаток Г), призначених для функціонування у режимі термосифону і температурному діапазону $5 \dots 150$ °С, основи технології виготовлення АКТТ;

4. Конструкції експериментальних зразків КСК (див. табл. Г.4, додаток Г) призначених для функціонування для геліосистем інтегрованих в будівлі.

3. Стандартні та розроблені методики, експериментальні стенди та прилади, які дають можливість проводити комплексні дослідження необхідних теплотехнічних характеристик в стаціонарних та динамічних режимах дослідних зразків АКТТ та сонячних перетворювачів (КСК, СК та ФЕБ).

Розроблені установка та методики дають можливість проводити дослідження наступних теплотехнічних характеристик КСК та АКТТ:

- теплової і електричної ефективності сонячних КСК при зміні густини сонячного випромінювання і витрати охолоджуючого теплоносія;
- розподілу температурного поля уздовж АКТТ в стаціонарних умовах, термічного опору, граничної і критичної густини теплового потоку при кипінні;
- інтенсивності теплообміну при кипінні і конденсації при зміні теплофізичних властивостей і температури насичення робочої рідини;
- динамічних характеристик: запуск, час виходу на заданий тепловий режим, робота при змінних значеннях температурного діапазону, теплові навантаження і змінне розташування в просторі відносно горизонту.

Наведені експериментальна та методологічна бази можуть бути використані у технологічному процесі виготовлення АКТТ та КСК.

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА

РОЗРАХУНКУ АКТТ

Для розробки математичної моделі АКТТ з Ω -подібними канавками розглянемо спочатку процеси тепломасопередачі при конденсації на поверхнях з капілярними канавками, теплопередачі при випаровуванні на подібних поверхнях, в'язку течію рідини в капілярних канавках з урахуванням дотичного навантаження на її вільній поверхні, обумовлене взаємодією тертям з зустрічним потоком пари, струмкову течію надлишку робочої рідини вздовж нижньої твірної труби для випадку пере заправленої АКТТ. Зрозуміло, що сукупність процесів тепломасообміну в АКТТ не обмежується перерахованими, однак вказані процеси являються основними, так як саме вони забезпечують роботу АКТТ.

Рух рідини по капілярним канавкам відбувається під дією сили поверхневого натягу, сили тяжіння і при наявності взаємодії тертям на вільній поверхні рідкої фази з зустрічним потоком пари. Масова витрата рідини в канавках невелика, тому рух можна вважати в'язким, шаруватим, квазіодномірним. Попередній аналіз показує, що градієнт тиску в рідині обумовлений головним чином тертям, і тільки в декількох випадках необхідно враховувати інерційні ефекти в зонах випаровування і конденсації із-за зміни витрати рідини по їх довжині. В роботі [141] інерційні ефекти враховувалися в наближенні Озеена (лінеаризація рівняння руху рідини шляхом наближеного врахування в них конвективних членів) з додатковим припущенням про авто модельність профілю повздовжньої складової швидкості. На основі даних [141], рахуючи, що насичений пар в ТТ знаходиться в стані термодинамічної рівноваги з рідиною, запишемо рівняння руху рідини в відкритому капілярному каналі:

$$\mu \left(\frac{\partial u^2}{\partial x^2} + \frac{\partial u^2}{\partial y^2} \right) - u \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) \rho = \frac{dP_n}{dz} - \frac{\sigma}{r_1} - \rho_p \cdot g \cdot \sin \varphi, \quad (3.1)$$

Рух потоку пари опишемо в наближенні примежового шару. Інтегруючи відповідне рівняння по перетину парового каналу, отримаємо наступне одномірне рівняння:

$$\frac{d}{dz} (P_n + \rho_n \cdot \beta_n \cdot \bar{u}_n^2) = -f_n \cdot \frac{\rho_n \cdot \bar{u}_n^2}{2 \cdot d_n}, \quad (3.2)$$

β_n – коефіцієнт парового потоку імпульсу; f_n – коефіцієнт опору тертя потоку пари. Значення цих коефіцієнтів, що отримані в наслідок чисельних рішень рівнянь примежового шару, можуть бути розраховані по залежностям, що приведені в роботі [142], де зроблений огляд робіт по гідродинаміці рухів з вдупом і відкачкою маси. В адіабатній зоні ТТ для ламінарного режиму $f_{па} = 64 / Re_n$, $\beta_{па} = 1,33$; для турбулентного – $f_{па} = 0,316 / Re_n^{0,25}$, $\beta_{па} = 1,03$.

Запишемо рівняння збереження маси рідини в канавці:

$$\rho_p \cdot S \frac{d\bar{u}}{dz} = \begin{cases} -\frac{2 \cdot \pi \cdot R_{зоб}}{r \cdot N} \frac{\alpha_{зоб,i} \cdot (T_{зоб,i} - T_n)}{\left(1 + \frac{\alpha_{зоб,i}}{\alpha_i}\right)}, \\ -\frac{dQ}{dz} \frac{1}{r \cdot N}, i = зн, зк, за. \end{cases} \quad (3.3)$$

Тут:

$$\bar{u} = \iint_{\Omega} u(x, y) dx dy \frac{1}{S}.$$

Права частина рівняння (3.3) записана для випадку граничних умов 2-го і 3-го роду на зовнішній поверхні корпусу ТТ для всіх трьох зон. Тут $\alpha_{\text{зов.і}}$ – коефіцієнт зовнішнього теплообміну стінки ТТ з середовищем з температурою $T_{\text{зов.і}}$, а α_i – коефіцієнти тепловіддачі в теплонавантажених зонах ТТ, що характеризують термічний опір цих зон. Також необхідно зауважити, що тиск і температура насиченої пари пов'язані залежністю, що відповідає дійсній кривій насичення $P_n = P_n(T_n)$.

Сформулюємо граничні умови для системи рівнянь (3.1)-(3.3), використовуючи прості фізичні міркування:

$$\bar{u}|_{z=0} = 0; P_n|_{z=0} = P'_n; \quad (3.4)$$

$$R_1|_{z=0} = R'_1; R_{\text{мін}} \leq R_1 \leq R_n; \quad (3.5)$$

$$u|_{w1,2=0} = 0; \quad (3.6)$$

$$\left. \frac{du}{dn} \right|_{w3=0} = -\frac{f_n}{8\mu} \rho_n \bar{u}_n^2; \quad (3.7)$$

$$\bar{u}|_{z=L} = 0. \quad (3.8)$$

Оскільки в ТТ міститься певна кількість m робочої рідини, то для її адекватного опису необхідно виконання додаткового співвідношення:

$$\rho \cdot N \cdot \int_0^L S(z) dz + m_n + m_\delta = m. \quad (3.9)$$

Тут в лівій частині сумуються маси робочої рідини, що знаходиться в канавках, в паровому просторі m_n і на вершинах ребер в конденсаторі у вигляді плівки рідини m_δ . При вирішенні задачі використовується ряд явних геометричних і інших додаткових співвідношень типу:

$$Q(z) = \bar{u}_n \cdot \rho_n \cdot r \cdot \pi \cdot R_n^2; \bar{u}_n \cdot \rho_n \cdot S_n = N \cdot \rho_p \cdot S \cdot \bar{u}.$$

В співвідношеннях (3.6), (3.7) $w_{1,3} = 0$ і $w_3 = 0$ – це рівняння нижньої і бічної поверхні канавки і вільної поверхні рідини в координатах x' , y' , що показані на рис. 3.1.

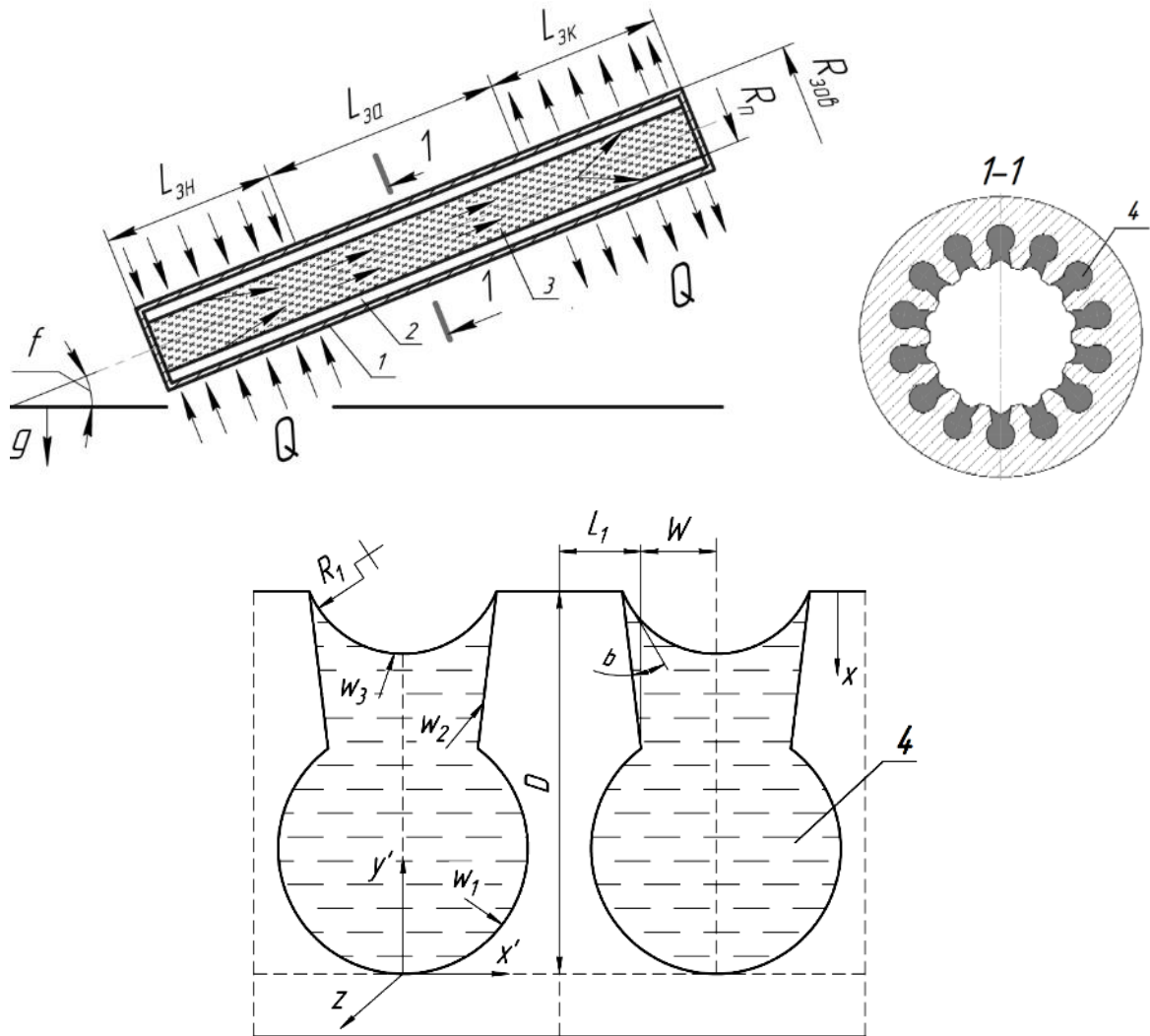


Рис. 3.1 . Схема АКТТ з Ω -подібними канавками:

- 1 – корпус ТТ; 2 – КС; 3 – паровий канал;
4 – відкриті капілярні канавки (заповнені рідиною).

В рівняння (3.3) входять коефіцієнти α_i , що відображають інтенсивність процесів теплопередачі при випаровуванні і конденсації в

теплонанавантажених зонах ТТ. При найбільш простих для опису режимах роботи ТТ ці коефіцієнти можуть бути розраховані в результаті вирішення відповідних задач теплопередачі.

На основі наявних в літературі робіт була сформульована наступна модель теплопередачі при випаровуванні рідини з канавки для випадку, коли теплопровідність конструкційного матеріалу в декілька раз перевищує теплопровідність робочої рідини:

а) поперечний переріз меніска рідини в канавці являє собою дугу окружності;

б) температура вільної поверхні рідини постійна і рівна температурі насиченої пари T_n ;

в) теплообмін за рахунок конвекції і термічний опір фазового переходу суттєво малий;

г) верхня поверхня ребра, а також площини симетрії ребер адіабатні;

д) тепловий потік, що надходить через стінку ТТ проходить по ребру, переходячи в пару через шар рідини змінної товщини $\delta(x)$ шляхом теплопровідності (x – координата по висоті ребра);

е) термічний опір плівки рідини на межі розділу рідина-пара і поверхні ребра відмінний від нуля, тобто мінімальна умовна товщина плівки рідини $\delta|_{x=0} = \delta_0 \neq 0$.

Припущення е) являється дуже важливим елементом даної моделі. Значення δ_0 може бути визначено наступним чином [143, 144, 145]:

$$\delta_0 = \lambda(R_1 + R_2 + R_3 + R_4), \quad (3.10)$$

де

$$R_1 = \frac{\sqrt{T_n}}{3,2 \cdot \rho_n \cdot r \cdot \varepsilon \sqrt{R_0 / M}};$$

$$R_2 = \sqrt{\frac{1}{q \cdot \varepsilon} \cdot \frac{2\sigma}{r \cdot \lambda_p} \cdot \frac{T_n}{(\rho_p - \rho_n)}} + \frac{f_0(R_r)}{\lambda_p};$$

$$R_3 = \frac{1}{q \cdot \varepsilon} \cdot \frac{2\sigma}{R_m \cdot r} \cdot \frac{T_n}{(\rho_p - \rho_n)};$$

$$R_4 = \frac{q \cdot T_n}{r^3 \cdot \varepsilon^2 \cdot \rho_n^2}.$$

Тут R_i – термічний опір, обумовлений фазовим переходом R_1 , викривленням тонкої плівки рідини на поверхні мікрошорсткостей і потовщенням її у випадку, коли гребені мікрошорсткостей витягнуті в напрямку, паралельному фронту розтікання рідини по поверхні R_2 , кривизною поверхні меніска рідини r_3 , динамічним перепадом тиску при випаровуванні із капіляра R_4 . В даному випадку найбільший вклад у величину δ_0 вносить R_2 .

Для описання процесу теплопередачі в розглянутому випадку можна бути прийнята одномірна модель, що можливо із-за малості градієнту температури поперек металевого ребра, що має високу теплопровідність. Для локального коефіцієнту тепловіддачі через шар рідини товщиною $\delta(x)$ справедливе співвідношення:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\delta(x)},$$

де $\delta(x)$, відповідно рис. 3.1, визначається за формулою:

$$\delta(x) = \delta_0 - R_1 + \sqrt{R_1^2 + \frac{x^2}{\cos^2(\gamma + \theta)} + 2 \cdot R_1 \cdot x \frac{\sin \beta}{\cos(\gamma + \theta)}}. \quad (3.11)$$

З урахуванням співвідношення для α усереднене по перерізу ребра рівняння теплопровідності має вигляд:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{dT}{dx} \frac{\operatorname{tg}(\gamma + \theta)}{L(x)} - T \frac{\lambda}{\lambda_m \cdot \delta(x) \cdot L(x)} = -T_{\pi} \frac{\lambda}{\lambda_m \cdot \delta(x) \cdot L(x)}. \quad (3.12)$$

Тут $L(x) = L_1 + x \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \theta)$; θ – кут, під яким одиничний розглянутий елемент видно із точки, що знаходиться на осі ТТ.

Умови, що відображають фізичну ситуацію на межі ребра, записуються наступним чином:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0; \quad \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=D} = \frac{q}{\lambda_m}. \quad (3.13)$$

В загальному випадку задача (3.12), (3.13) вирішується чисельно.

$$T(x) - T_{\pi} = \frac{\chi_2 \cdot q \cdot (W - L_1)}{2 \cdot \lambda_m \cdot B} \frac{K_0(\chi_1) \cdot J_1(\chi_2) + J_0(\chi_1) \cdot K_1(\chi_2)}{J_0(\chi_2) \cdot K_0(\chi_1) - J_0(\chi_1) \cdot K_0(\chi_2)}, \quad (3.14)$$

де

$$B = \frac{\lambda_m}{\lambda} \frac{W + L_1}{L_1 \cdot \sin \beta}; \quad \chi_1 = 2 \cdot \sqrt{\frac{B \cdot \delta_0}{(W + L_1) \cdot \sin \beta}};$$

$$\chi_2 = 2 \cdot \sqrt{B \left[\frac{x}{W + L_1} - \frac{\delta_0}{(W + L_1) \cdot \sin \beta} \right]};$$

J_i , K_i – Бесселові функції першого і другого роду відповідно (індекс відповідає порядок функції). Після рішення задачі можна визначити коефіцієнт тепловіддачі в зоні випаровування від основи ребристої поверхні до пари по співвідношенню:

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{L_1}{W + L_1} \frac{q}{T(D) - T_{\text{н}}}.$$

Враховуючи і термічний опір самої стінки корпусу ТТ, будемо використовувати отриману інформацію про теплопередачу в випарнику при вирішенні системи рівнянь (3.1)-(3.3). Ясно, що термічний опір випарника ТТ дещо змінюється по його довжині, так як змінюється радіус меніску рідини в канавці R_1 , однак, як показують чисельні і натурні експерименти, в більшості практичних випадків залежність $\alpha_{\text{зн}}(R_1)$ досить мала.

Розглянемо процес теплопередачі в конденсаторі АКТТ. В даному випадку основний термічний опір при плівковій конденсації обумовлений плівкою рідини, що формується на канавчаті поверхні.

В основу моделі покладемо наступні припущення: конденсація пари відбувається на ребрах; рідина, що утворилася в результаті конденсації під дією сил поверхневого натягу із плівки на ребрі відкачується в канавку, для цього вільна поверхня плівки повинна мати відповідну кривизну; рідина, що потрапляє в канавку від ребра відводиться вздовж по канавці; сила тяжіння мала в порівнянні з силою поверхневого натягу; розглядається випадок, коли тертя між потоком пари і плівкою рідини не впливає на процес конденсації.

Запишемо систему рівнянь, рішення якої дозволить визначити товщину плівки рідини на одиничному ребрі і її термічний опір. Оцінка числа Рейнольдса для течії в плівці поперек ребра дає значення порядку 10^{-2} . Тоді рівняння для течії рідини буде мати:

$$\frac{dP}{ds} = \mu \frac{d^2 u}{d\eta^2},$$

де s – координата вздовж поверхні ребра; η – координата по нормалі до неї. Теплота, що виділяється при конденсації відводиться шляхом

теплопровідності через плівку конденсату. Для локального теплового потоку через плівку маємо:

$$q = \lambda_p \frac{T_n - T_{ст}}{\delta_p}.$$

Тут $T_{ст}$ – температура поверхні ребра. Тоді можна записати наступне рівняння нерозривності, що відображає закон збереження кількості рідини в плівці:

$$\frac{d}{ds} \int_0^{\delta} u d\eta = \frac{\lambda_p}{r \cdot \rho_p} \frac{T_n - T_{ст}}{\delta_p}. \quad (3.15)$$

Введем коефіцієнт тепловіддачі α_0 , що враховує термічний опір стінки корпусу ТТ і термічний опір навколишнього теплообміну. Використовуючи співвідношення Лапласа і враховуючи, що рідина в плівці тече під дією поверхневого натягу, отримаємо рівняння:

$$\left(\delta + \frac{\lambda}{\alpha_0} \right) \frac{d}{ds} \left(\delta^3 \frac{dk}{ds} \right) = \frac{3 \cdot \nu_p \cdot \lambda_p}{r \cdot \sigma} (T_n - T_{нс}). \quad (3.16)$$

Кривизна вільної поверхні плівки k може бути врахована через кривизну поверхні ребра $k_p(s)$ і товщину плівки $\delta(s)$ наступним чином:

$$k = k_p = + \frac{d^2 \delta}{ds^2} \left[1 + \left(\frac{d\delta}{ds} \right)^2 \right]^{-3/2}. \quad (3.17)$$

Рівняння (3.16) і (3.17) представляють собою систему рівнянь для визначення двох невідомих функцій $\delta(s)$ і $k(s)$. Із симетрії форми поверхні

відносно середини ребра $s = 0$ і рівність нулю в цій точці витрати рідини отримаємо дві крайові умови:

$$\left. \frac{d\delta}{ds} \right|_{s=0} = 0; \quad \left. \frac{dk}{ds} \right|_{s=0} = 0. \quad (3.18)$$

Дві крайові умови, що залишилися мають бути поставлені на другому кінці плівки – в точці переходу її в меніск рідини в канавці. В цій точці кривизна поверхні плівки має бути рівною кривизні меніску в канавці:

$$k|_{s=1} = \frac{1}{R_1}. \quad (3.19)$$

Четверта крайова умова виходить із вимоги, щоб нахили дотичних в точці $s = 1$ до поверхні плівки і меніску були рівні, вид запису цієї умови залежить від геометрії ребра і канавки. Так, для випадку Ω -подібного ребра з плоскою верхньою поверхнею ця умова має вигляд:

$$\left. \frac{d\delta}{ds} \right|_{s=L1} = -\frac{W}{\sqrt{R_1^2 - W^2}}. \quad (3.20)$$

Рівняння (3.16), (3.17) з крайовими умовами (3.18)-(3.20) дозволяють знайти розподілення товщини і кривизни плівки поперек ребра. Цієї інформації цілком достатньо для визначення швидкості конденсації. Дійсно, кількість пари, що сконденсувалася на ребрі в одиницю часу рівна витраті рідини через переріз плівки і точці $s = 1$:

$$m = \int_0^\delta \rho_p \cdot u d\eta|_{s=1}.$$

При цьому теплота, що виділяється рівне $r \cdot m$. Тоді середня густина теплового потоку $r \cdot m / (W + L_1)$, і для коефіцієнта тепловіддачі в зоні конденсації канавчатої ТТ отримаємо рівняння:

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{m \cdot r}{(W + L_1) \cdot (T_{\text{п}} - T_{\text{ст}})} = \frac{\sigma \cdot r}{3 \cdot \nu \cdot (W + L_1) \cdot (T_{\text{п}} - T_{\text{ст}})} \left(\delta^3 \frac{dk}{ds} \right)_{s=1}. \quad (3.21)$$

Приведена система рівнянь з відповідними крайовими умовами (3.1)-(3.13), (3.16)-(3.20), що моделює роботу низькотемпературної ТТ з Ω -подібними канавками в стаціонарному стані, вирішується чисельно. Інформація про використанні при цьому чисельних методів і результатах математичного моделювання достатньо широко викладені в роботах [143-147]. Необхідно зауважити, що сформульована осесиметрична математична модель АКТТ може бути використана у випадку нормальної заправки ТТ робочою рідиною, коли відсутня струмкова течія рідини вздовж нижньої оребреної твірної труби. При цьому додаткове співвідношення (3.8) задовольняється відповідним вибором параметра R'_1 в краєвій умові (3.5), яка, таким чином, остаточно конкретизується.

Застосування чисельних методів дає можливість достатньо точно врахувати зміну теплофізичних властивостей робочої рідини шляхом інтерполяції їх значень по таблицях експериментальних даних. При рішенні сформульованої задачі величина α_i теж розраховується в результаті інтерполяції по попередньо розрахованих і запрограмованих таблицям для даної геометрії канавчатої поверхні.

Чисельні експерименти по сформульованій математичній моделі дають можливість для заданих зовнішніх умов знайти розподіл кривизни менісків в КС, теплових потоків і температур по довжині ТТ в припущенні відсутності повздовжніх перетоків теплоти по корпусу. Розрахунок дає можливість встановлювати не тільки термічний опір АКТТ, але і межу її теплопленосу, що визначається $R|_{z=L} = R_{\min}$. Для даної конструкції канавок $R_{\min} = W / \cos \theta_1$. Тут доречно відмітити, що модель дає можливість враховувати часткове осушення канавок, тобто випадок, коли поверхня меніску знижується значно нижче верхівок ребер. У зв'язку з цим умова, що використовується для

визначення межі тепло переносу, доцільно доповнити вимогою, що вона має місце, коли поверхня меніску рідини торкається нижньої стінки канавки.

Важливою особливістю приведеної математичної моделі є спільний розгляд процесів переносу тепла і маси, що в порівнянні з методиками розрахунку ТТ, що які звичайно застосовуються, дають можливість описувати роботу АКТТ при граничних умовах 3-го роду і з змінною густиною теплового потоку в теплонавантажених зонах; моделювати роботу ТТ в умовах часткового осушення канавок в полі гравітації і в умовах «недозаправки» (недостачі робочої рідини); визначати місцезнаходження «сухої» і «мокрої» точки в умовах дії гравітації.

Описану математичну модель важко, проте, застосовувати для масових розрахунків ТТ з Ω -подібними канавками, якщо необхідно охопити значну область зміни декількох параметрів, оскільки розрахунки потребують визначних затрат машинного часу і зусиль. Цілю застосування математичної моделі скоріше є повірочні розрахунки і чисельні експерименти, що проводяться для встановлення загальних закономірностей процесів, що протікають в Ω -подібних канавках ТТ, які є основою для розробки спрощеної інженерної методики їх розрахунку.

Для практичного застосування канавчатих ТТ необхідна спрощена інженерна методика їх розрахунку, що дасть можливість оцінювати їх теплопередавальні характеристики в залежності від умов роботи, геометричних розмірів, положення в полі гравітації шляхом використання простих обчислювальних засобів. Така методика повинна базуватися на формулах для визначення коефіцієнтів тепловіддачі від зовнішньої поверхні ТТ до пари тепло навантажених зонах і співвідношеннях для межі теплопереносу.

Розглянемо випадок довільної орієнтації ТТ в полі гравітації, вважаючи, що в ТТ міститься достатня кількість робочої рідини, рідина транспортується по канавкам, повністю заповнює їх в адіабатній зоні, а

відстань між «сухою» і «мочною» точками при $\varphi > 0$ описується простою залежністю:

$$L_0 = L_{за} + (L_{зн} + L_{зк}) \cdot (1 - \sin \varphi), \quad (3.22)$$

при $\varphi \leq 0$ L_0 дорівнює повній довжині ТТ.

При виведенні формули для $Q_{гр}$ необхідно мати на увазі, що саме в адіабатній зоні, де швидкості потоків рідини і пари максимальні, взаємодія цих потоків найбільш інтенсивна.

Відповідно [148], градієнт тиску і рідини, обумовлений тертям і взаємодією зустрічних потоків теплоносія, представимо у вигляді:

$$\frac{dP}{dz} = \frac{(f \cdot Re) \cdot u \cdot \bar{u}}{8} \cdot \frac{P^2}{S^2}, \quad (3.23)$$

де P – змочений периметр поперечного перерізу канавки; \bar{u} – середня швидкість руху рідини. Із рівняння балансу тисків в ТТ з урахуванням формул (3.22), (3.23) отримаємо співвідношення:

$$Q_{гр} = 8 \cdot \frac{S^3}{P^2} \cdot N \cdot \frac{r \cdot \rho_p}{\mu_p} \cdot \frac{\rho_p \cdot g \cdot \sin \varphi + \frac{\sigma}{R_{min} \cdot L_0} - \left| \frac{dP_n}{dz} \right|_a}{(f \cdot Re)} \cdot K(\varepsilon). \quad (3.24)$$

$\left| dP_n / dz \right|_a$ – градієнт тиску в парі в адіабатній зоні, що визначається за формулою (3.2), $K(\varepsilon)$ – функція, що враховує коефіцієнт заповнення робочою рідиною АКТТ (визначається експериментально).

Врахуємо можливість виносу рідини паром за рахунок введення деякої напівемпіричної поправки для коефіцієнта тертя потоку рідини f . Ця поправка має простий фізичний зміст: при значеннях числа Вебера We близьких до 1, то в результаті появи інтенсивних хвиль в КС і виносу рідини

ефект збільшення коефіцієнту тертя для рідини за рахунок взаємодії пар-рідина взаємодія зростає в $(1 + B \cdot We^n)$ разів в порівнянні з випадком розшарованої стаціонарної течії (тут B і n – емпіричні коефіцієнти). Використовуючи формулу [148], отримаємо:

$$(f \cdot Re) = F \cdot \left[1 + \frac{N}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{W^3}{d_n} \cdot \frac{v_n}{v} \cdot (f_n \cdot Re_n) \cdot (1 + B \cdot We^n) \cdot \left(1 - 1,971 \cdot e^{-\frac{\pi \cdot D}{2 \cdot W}} \right) \right]; \quad (3.25)$$

$$F = 8 \cdot C^2 \cdot (1 + C)^{-2} \cdot \left(\frac{1}{3} - \frac{64}{\pi^5 \cdot C} \operatorname{th} \frac{\pi \cdot C}{2} \right)^{-1}; \quad (3.26)$$

$$C = \frac{D}{W}; \quad Re_n = \frac{\bar{u}_n \cdot d_n}{\mu_n}; \quad We = \frac{\rho_n \cdot \bar{u}_n^2 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot \sigma}; \quad B = 4; \quad n = 4,$$

где N – кількість канавок, шт; W , D – ширина і глибина канавки, м;

$\bar{u}_n = \frac{Q}{S_n \cdot \rho_n \cdot r}$ – середня швидкість парового потоку, м/с.

Для визначення $Q_{гр}$ із співвідношення (3.25) необхідні ітераційні розрахунки, так як $Q_{гр}$ входить як в коефіцієнт тертя f_n так і в число We через швидкість пари u_n .

Висновки по розділу 3.

1. Отримана математична модель тепломасопереносу в АКТТ (формули 3.1-3.20). Модель дає можливість проаналізувати внутрішні процеси в ТТ та визначити параметри, що на них впливають і оцінити їхнє значення в цілому.

Описану математичну модель важко застосовувати для масових розрахунків ТТ з Ω -подібними канавками, якщо необхідно охопити значну область зміни декількох параметрів, оскільки розрахунки потребують визначних затрат машинного часу і зусиль. Цілю застосування математичної моделі скоріше є повірочні розрахунки і чисельні експерименти, що проводяться для встановлення загальних закономірностей процесів, що

протікають в Ω -подібних канавках ТТ, які є основою для розробки спрощеної інженерної методики їх розрахунку.

2. Отримана інженерна методика розрахунку граничного переданого теплового потоку АКТТ (формули 3.22-3.25). Але для повноцінного розрахунку необхідно провести додаткові експериментальні дослідження АКТТ і отримати функцію $K(\varepsilon)$, що залежить від коефіцієнта заповнення робочою рідиною АКТТ. Запропонована методика розрахунку $Q_{гр}$ може бути модифікована інших форм повздовжніх канавок, для цього необхідно використовувати відповідні співвідношення для f , S , P .

РОЗДІЛ 4

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ І ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КСК

Для глибшого поглиблення процесів теплообміну, що мають місце в КСК, для подальшого вибору і оптимізації його параметрів доцільно провести ряд чисельних розрахунків цих процесів. У зв'язку з відсутністю достатньо повних і достовірних методик теплових характеристик КСК була розроблена математична модель теплообміну в КСК плоского типу з одношаровим скляним покриттям, що дає можливість з достатньою точністю простежити взаємозв'язок процесів кондуктивного, конвективного і радіаційного теплообміну між елементами конструкції, що підігріваються рідиною і навколишнім середовищем. Основні елементи конструкції представлені на рис. 4.1.

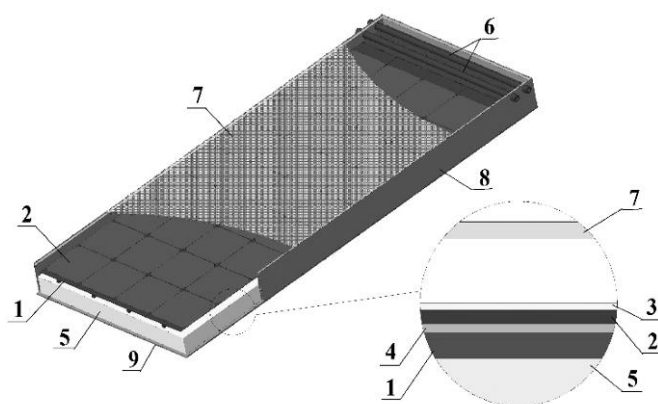


Рис. 4.1. Конструкція КСК на основі АКТТ: 1 – ТТ; 2 – фотоелементи;
3 – захисне оптичне покриття; 4 – клей; 5 – теплоізоляція;
6 – теплообмінник; 7 – скло; 8 – корпус; 9 – нижня кришка.

Розглянемо постановку задачі. В процесі математичного моделювання характеристики теплосприймаючої поверхні, термічні опори АКТТ, величини густин падаючих на поверхню АКТТ теплових потоків, витрата і температури рідини на вході рахуються заданими.

В основу математичної моделі КСК покладені наступні припущення, підтвердженні рядом простих оцінок:

- 1) внутрішні коефіцієнти тепловіддачі в теплонавантажених зонах АКТТ $\alpha_{зн}$, $\alpha_{зк}$ постійні по довжині зони нагріву і конденсації;
- 2) товщина плоского ребра δ_p достатньо мала для того, щоб знехтувати поперечним градієнтом температури;
- 3) градієнтами температури по периметру поперечному перерізу АКТТ також можна знехтувати;
- 4) площа торців крайніх блоків КСК відносно мала, що дозволяє не розглядати втрати тепла з торців.

Запишемо систему рівнянь, що моделюють теплообмін в одному елементі КСК. Розподіл температури по ширині плоского ребра описується рівнянням:

$$\frac{d^2T}{dx^2} \cdot \lambda_m \cdot \delta_p = -(\tau\alpha) \cdot E + \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} \cdot (T - T_{нс}) + \alpha_{конв} \cdot (T - T_{ск}) + \frac{\sigma_0 \cdot (T^4 - \bar{T}_{ск}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{ск}} + \frac{1}{\varepsilon_m} - 1}, \quad (4.1)$$

з крайовими умовами:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0; \quad T|_{x=L_p} = T_{зн}. \quad (4.2)$$

Співвідношення балансу теплоти для зони нагріву АКТТ має вигляд:

$$\alpha_{зн} \cdot (T_{зн} - T_{п}) \cdot F_{зн} - (\tau\alpha) \cdot E \cdot 2 \cdot L_p + Q_{лвт} = 0. \quad (4.3)$$

Тут $Q_{лвт}$ – кількість теплоти, Вт, що втрачається з теплосприймаючої поверхні однієї АКТТ з ребрами шляхом теплообміну її (конвективного і радіаційного) зі скляним покриттям і кондуктивного теплообміну через шар теплоізоляції з навколишнім середовищем. Для $Q_{лвт}$ справедливе наступне співвідношення:

$$\begin{aligned}
Q_{1BT} = & \left[\alpha_{\kappa}^{3H} \cdot (\bar{T} - \bar{T}_{CK}) + \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} \cdot (\bar{T} - T_{HC}) + \frac{\sigma_0 \cdot (\bar{T}^4 - \bar{T}_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{CK}} + \frac{1}{\varepsilon_M} - 1} \right] \cdot 2 \cdot L_p \cdot L_{3H} + \\
& + \left[\alpha_{\kappa}^{3H} \cdot (\bar{T}_{3H} - \bar{T}_{CK}) + \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} \cdot (\bar{T}_{3H} - T_{HC}) + \frac{\sigma_0 \cdot (\bar{T}_{3H}^4 - \bar{T}_c^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{CK}} + \frac{1}{\varepsilon_M} - 1} \right] \cdot L_{3H} \cdot d, \quad (4.4)
\end{aligned}$$

де $\bar{T} = \int_0^{L_p} T \frac{dx}{L_p}$ – середня температура ребра. Введемо також позначення: Q_{2BT} – кількість теплоти, що втрачається з верхньої поверхні зони конденсації; Q_{3BT} – з нижньої і задньої поверхні зони конденсації.

В рівняння (4.3) входить також температура насиченої пари в АКТТ T_{Π} . Отримаємо рівняння для T_{Π} . Запишемо співвідношення балансу теплоти для конденсатора АКТТ:

$$\begin{aligned}
F_{3K} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{3B}^{3B}} + \frac{1}{\alpha_{3K}} \right)^{-1} \cdot \left(T_{\Pi} - \frac{T_{li} + T_{l0}}{2} \right) &= Q_{2BT} + Q_{3BT} + (T_{li} + T_{l0}) \cdot G \cdot c_p; \quad (4.5) \\
F_{3K} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{3B}^{3B}} + \frac{1}{\alpha_{3K}} \right)^{-1} \cdot \left(T_{\Pi} - \frac{T_{li} + T_{l0}}{2} \right) &= (\tau\alpha) \cdot E \cdot 2 \cdot L_p \cdot L_{3H} - Q_{1BT} - Q_{2BT} - Q_{3BT}.
\end{aligned}$$

Підставимо перше із цих співвідношень в друге, отримаємо:

$$\begin{aligned}
T_{\Pi} = & \left\{ \left[(\tau\alpha) \cdot E \cdot 2 \cdot L_p \cdot L_{3H} - Q_{1BT} - (Q_{2BT} + Q_{3BT}) \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot C_1}{C_1 + C_2} \right) \right] \cdot \frac{2 \cdot C_1}{F_{3K}} + \right. \\
& \left. + \frac{T_{li}}{2} \cdot \left(1 + \frac{C_2 - C_1}{C_1 + C_2} \right) \right\} / \left(1 - \frac{2 \cdot C_1}{C_1 + C_2} \right), \quad (4.6)
\end{aligned}$$

де

$$C_1 = \frac{0,5}{\frac{1}{\alpha_{3к}^{3в}} + \frac{1}{\alpha_{3к}}}; \quad C_2 = \frac{G \cdot c_p}{F_{3к}}.$$

Співвідношення балансу теплоти для ділянки скла, що покриває зону нагріву однієї АКТТ з ребрами, запишемо наступним чином:

$$\begin{aligned} & \left[\alpha_{\text{конв}} \cdot (\bar{T}_{\text{ск}} - T_{\text{нс}}) + \sigma_0 \cdot \epsilon_{\text{ск}} \cdot (\bar{T}_{\text{ск}}^4 - \bar{T}_{\infty}^4) \right] \cdot 2 \cdot L_p \cdot L_{3н} - [1 - (\tau\alpha)] \cdot E \cdot 2 \cdot L_p \cdot L_{3н} + \\ & + Q_{1вт} + \frac{\lambda_{из}}{\delta_{из}} \cdot [2 \cdot L_p \cdot L_{3н} \cdot (\bar{T} - T_{\text{нс}}) + L_{3н} \cdot d \cdot (T_{3н} - T_{\text{нс}})] = 0. \end{aligned} \quad (4.7)$$

В рівняннях (4.4)-(4.7) $\alpha_k^{3н}$, $\alpha_k^{нс}$, $\alpha_{3к}^{3в}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну, для визначення яких необхідно використати відомі формули, що приведені в роботах [149, 150]. В рівнянні (4.7) входить значення ефективної температури небосхилу T_{∞} , що в відповідності з даними [142] виражається через температуру навколишнього середовища $T_{\text{нс}}$:

$$T_{\infty} = 0,0552 \cdot T_{\text{нс}}^{1,5}. \quad (4.8)$$

Розглянемо далі теплообмін рідини, що рухається в каналі конденсатора з навколишнім середовищем. Рівняння для теплових втрат $Q_{2вт}$, $Q_{3вт}$ має вигляд:

$$Q_{2вт} = \left[\alpha_M^K \cdot (\bar{T}_{3к} - T_{ск}^{3к}) + \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\epsilon_M} + \frac{1}{\epsilon_{ск}}} \cdot (\bar{T}_{ск}^4 - \bar{T}_{ск}^{3к^4}) \right] \cdot 2 \cdot L_p \cdot L_{3к}, \quad (4.9)$$

$$Q_{3BT} = \left[2 \cdot L_p \cdot (L_{3K} + h) \right] \cdot \left[\frac{1}{\alpha_{HC}^K} + \frac{1}{\alpha_{3K}^K} + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \right]^{-1} \cdot \left(\frac{T_{li} + T_{l0}}{2} - T_{HC} \right). \quad (4.10)$$

Приведемо далі співвідношення балансу теплоти для верхньої ділянки зони конденсації:

$$2 \cdot L_p \cdot L_{3K} \cdot \alpha_{3K}^K \cdot \left(\frac{T_{li} + T_{l0}}{2} - \bar{T}_{3K} \right) - Q_{2BT} = 0, \quad (4.11)$$

і для ділянки скла над каналом:

$$\alpha_{HC}^K (\bar{T}_{CK}^{3K} - T_{HC}) + \sigma_0 \cdot \varepsilon_{CK} \cdot (\bar{T}_{CK}^4 - \bar{T}_{\infty}^4) - \frac{Q_{2BT}}{2 \cdot L_p \cdot L_{3K}} = 0. \quad (4.12)$$

Приведемо також деякі додаткові співвідношення до записаної системи рівнянь. Коефіцієнт тепловіддачі між склом і абсорбером АКТТ, що обумовлений конвекцією визначається за критеріальною залежністю [149]:

$$Nu = \frac{\alpha_M^K \cdot L_{HC}}{\lambda_{HC}} = \left(0,06 - 0,017 \cdot \frac{\varphi}{90} \right) \cdot Gr^{1/3}, \quad (4.13)$$

$$Gr = \frac{1}{v_{HC}^2} \cdot g \cdot \beta_{HC} \cdot (\bar{T} - \bar{T}_{CK}) \cdot L_{HC}^3,$$

де β_{HC} – коефіцієнт об'ємного розширення навколишнього середовища; L_{HC} – відстань між склом і поверхнею абсорбера. Для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі до навколишнього середовища використаємо емпіричну залежність [149]:

$$\alpha_{HC}^K = 5,7 + 3,8 \cdot v. \quad (4.14)$$

Коефіцієнт тепловіддачі при поперечному омиванні оребреної труби може бути вирахований за залежністю, що приведена в роботі [149] з урахуванням конкретних умов обтікання. Так для даного випадку доцільно використати залежність:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda_p} = 0,105 \cdot \left(\frac{d}{s}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h}{s}\right)^{-0,14} \cdot Re^{0,72} \cdot Pr \cdot k_Z, \quad (4.15)$$

$$k_Z = \begin{cases} 1,6 - 0,25 \cdot (i - 1), & i \leq 3; \\ 1, & i \geq 3 \end{cases} \quad (i - \text{номер АКТТ})$$

Характерним розміром для Re і Nu взята величина кроку оребрення s . Тоді приведений до поверхні всієї труби коефіцієнт тепловіддачі α_{3K}^{3B} можна виразити через α :

$$\alpha_{3K}^{3B} = \alpha \cdot (F_p \cdot E_p + F_r) \cdot \frac{1}{\pi \cdot d_{3B} \cdot L_{3K}}, \quad (4.16)$$

де F_p , F_r – площа повної поверхні труби і поверхні труби вільної від ребер (гладкої); E_p – ефективність ребра, визначається по формулі 2.12.

Коефіцієнти тепловіддачі в АКТТ α_{3H} , α_{3K} визначаються по результатам проведених досліджень які будуть представлені в розділі 5. У випадку необхідності замість приведених співвідношень можуть бути використані інші, що відповідають конкретному випадку.

Система рівнянь (4.1)-(4.13) є повною. Її вирішення дає можливість визначити температури елементів КСК і рідини, що підігрівається на виході після чергової ділянки КСК, а також його тепловий коефіцієнт корисної дії в стаціонарному стані по співвідношенням:

$$\eta_i^T = \frac{(\tau \cdot \alpha) \cdot E \cdot (L_{3H} + L_{3K}) \cdot 2 \cdot L_p - Q_{1BT} - Q_{2BT} - Q_{3BT}}{E \cdot (L_{3H} + L_{3K}) \cdot 2 \cdot L_p}, \quad (4.17)$$

$$T_0 = T_i + \frac{\eta_i^T \cdot E \cdot (L_{3H} + L_{3K}) \cdot 2 \cdot L_p}{G \cdot c_p}. \quad (4.18)$$

Для розгляду блоку колекторів із n елементів вказану задачу вирішують n разів для кожного елемента, починаючи з першого, задаючи температуру води на вході в наступний елемент рівній температурі на виході з попереднього. В результаті визначається температура рідини на вході із блоку і інтегральні коефіцієнти корисної дії:

$$\eta^T = \sum_{i=1}^n \eta_i^T / n.$$

При постановці задачі для простоти приймаємо, що втрати теплоти шляхом відбиття рівні нулю, так як і термічний опір контакту ребро-труба. Їх точне врахування здійснюється без ускладнення алгоритму.

В більшості випадків $L_{3H} > L_{3K}$ і теплообміном каналу для рідини з навколишнім середовищем можна знехтувати, тобто $Q_{2BT} = Q_{3BT} = 0$, вирішення задачі може бути завершене розрахунком коефіцієнта корисної дії цього елемента η_i^T і температури рідини на виході із нього.

Приведена вище математична модель роботи сонячного колектора в достатній мірі повно відображає ті основні процеси теплопередачі, що протікають в ньому і дає можливість розрахувати характеристики КСК з високою точністю. Однак вона потребує високої кваліфікації в виконавцях і залучення серйозної розрахункової техніки.

У зв'язку з цим для інженерного розрахунку теплотехнічних параметрів КСК була розроблена спрощена методика розрахунку. В її основі

лежить методика Хоттела-Уїллера-Блісса [149], що використовує на рівні з аналітичними і емпіричними описання процесів теплопереносу, що розглядаються. Допущення які введені на додаток до загальноприйнятих і відображають специфіку застосування ТТ наступні: градієнт температури вздовж поверхні нагріву і конденсації АКТТ незначний; рідинний теплообмінник знаходиться в тепловому контакті тільки з конденсатором ТТ, тому осьова теплопровідність корпусу АКТТ не впливає на параметри теплообміну; процеси поглинання, передачі і скидання теплоти до рідини, що нагрівається відбуваються в кожній ТТ незалежно один від одного; поверхня рідинного теплообмінника обернена до потоку сонячного випромінювання також є приймачем енергії, причому теплообмін в ньому відбувається незалежно від передачі тепла АКТТ.

Схеми приймального елемента і ділянки КСК представлені на рис. 4.1 і в подальшому будуть використані для опису запропонованої методики розрахунку.

Відповідно базовій методиці тепловий потік, що сприймається однією АКТТ КСК і має порядковий номер k (рахуючи від входу теплоносія) і переданий нею визначається за наступним співвідношенням:

$$Q_{\text{АКТТ}} = 2 \cdot L_p \cdot L_{\text{зн}} \cdot F_r \cdot [E \cdot (\tau\alpha) - U_l \cdot (T_{\text{вх}} - T_{\text{нс}})] \quad (4.19)$$

Тут $T_{\text{вх}}$ – температура теплоносія на вході в теплообмінник КСК, °С; $T_{\text{нс}}$ – температура навколишнього середовища, К; L_p , $L_{\text{зн}}$ – довжина ребра і зони нагріву АКТТ, м; F_r – коефіцієнт відводу тепла від колектору; E – густина сонячного теплового потоку, Вт/м²; $(\tau\alpha)$ – ефективна поглинальна здатність абсорбера АКТТ; U_l – коефіцієнт теплових втрат, Вт/(К·м²).

Коефіцієнт F_r являє собою відношення фактичної корисної теплової енергії до корисної теплової енергії коли температура всієї поглинальної

поверхні КСК рівна температурі теплоносія на вході і визначається за формулою:

$$F_r = \frac{G \cdot c_p}{U_l} \cdot \left(1 - e^{-\frac{U_l \cdot F'}{G \cdot c_p}} \right), \quad (4.20)$$

де G – витрата теплоносія на одиницю площі поверхні КСК, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; F' – ефективність приймальної частини КСК яка визначається за формулою:

$$F' = \frac{1}{2 \cdot U_l \cdot L_p} \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot E_p \cdot L_p \cdot U_l} + R_{\text{зн}} \cdot L_{\text{зн}} \right]^{-1}. \quad (4.21)$$

Термічний опір зони нагріву АКТТ $R_{\text{зн}}$ визначається експериментально і є функцією від $Q_{\text{АКТТ}}$. Значення $R_{\text{зн}}$ розраховується за формулою (1.6), а коефіцієнт теплообміну при кипінні визначається експериментально і результати представлені в розділі 5.

Коефіцієнт втрат U_l в приведених формулах визначається сумою теплових втрат з верхньої частини скляної поверхні КСК (за рахунок конвекції і випромінювання) U_t і втрати через теплоізовані сторони U_b .

Коефіцієнт U_t можна визначити по відомій формулі Клейна [149]:

$$U_t = \left(\frac{n}{\frac{344}{\bar{T}_p} \cdot \left[\frac{\bar{T}_p - T_{\text{нс}}}{n + f_l} \right]^{0,31} + \frac{1}{\bar{a}_{\text{нс}}}} \right)^{-1} + \frac{\sigma_0 \cdot (\bar{T}_p - T_{\text{нс}}) \cdot (\bar{T}_p^2 - T_{\text{нс}}^2)}{\left[\varepsilon_p + 0,0425 \cdot n \cdot (1 - \varepsilon_p) \right]^{-1} + [(2 \cdot n + f_l - 1) / \varepsilon_{\text{СК}}] - n}, \quad (4.22)$$

де $f_1 = \left(1 - 0,04 \cdot \bar{a}_{\text{нс}} + 5 \cdot 10^{-4} \cdot \bar{a}_{\text{нс}}^2\right) \cdot (1 + 0,058 \cdot n)$; n – число скляних покриттів, шт; \bar{T}_p – середня температура по поверхні ребра АКТТ, К; $\varepsilon_p, \varepsilon_g$ – ступінь чорноти абсорбера ребра АКТТ і скляної поверхні КСК; $\sigma_0 = 5,87$ – стала Стефана-Больцмана, Вт/(м²·К⁴). Приведена формула може бути використана для діапазону \bar{T}_p 310...400 К. Коефіцієнт U_b визначається теплопровідністю і товщиною ізоляційного матеріалу, що використовується в конструкції КСК.

Середня температура поверхні ребра \bar{T}_p визначається за формулою:

$$\bar{T}_p = Q_{\text{АКТТ}} \cdot R_{\text{АКТТ}} + T_{\text{вх}}, \quad (4.23)$$

Рівняння (4.19) і (4.23) вирішуються спільно методом ітерацій окремо для АКТТ і теплообмінника, в результаті чого \bar{T}_p і $Q_{\text{АКТТ}}$ визначаються для кожного елемента колектора. Відповідно тепловий коефіцієнт корисної дії теж визначається для кожного елемента:

$$\eta_k^T = \frac{Q_{\text{АКТТ}}^k}{2 \cdot E \cdot L_p \cdot (L_{\text{зн}} + L_{\text{зк}})}. \quad (4.24)$$

Повний ККД КСК який складається з N елементів визначається за виразом:

$$\eta^T = \frac{\sum_k^N \eta_k^T}{N}.$$

Висновки по розділу 4.

1. Отримана математична модель теплообміну в КСК з АКТТ (формули 4.1-4.13), що дає можливість з достатньою точністю прослідкувати взаємозв'язок процесів кондуктивного, конвективного і променевого

теплообміну між конструктивними елементами, рідиною, що нагрівається і навколишнім середовищем.

Математична модель роботи сонячного колектору в достатній мірі повно відображає ті основні процеси теплопередачі, що протікають в ньому і дає можливість розрахувати характеристики КСК з високою точністю. Однак вона потребує високої кваліфікації виконавців і залучення сучасної розрахункової техніки.

2. Розроблена інженерна методика (формули 4.19-4.24), що дає можливість проводити розрахунки і оптимізацію характеристик, прогнозування параметрів при різних навколишніх умовах і режимах роботи КСК з АКТТ. Але для повноцінного застосування методики необхідно провести експериментальні дослідження АКТТ, характеристики яких входять в розрахункові співвідношення (термічний опір АКТТ).

РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ І АНАЛІЗ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

У розділі наведено аналіз та результати досліджень характеристик АКТТ і КСК. Розглядаються наступні теплотехнічні характеристики АКТТ і теплообмінних процесів: термічний опір ($R_{\text{ТТ}}$), густина граничного теплового потоку ($q_{\text{Г}}$) і інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву АКТТ ($\alpha_{\text{ЗН}}$).

Дослідження були сфокусовані на залежності теплотехнічних характеристик від наступних факторів:

- типу теплоносія (ацетон, етиловий спирт (96-ти %), метиловий спирт, н-пентан, фреон-113, фреон-141);
- температури насиченої пари теплоносія;
- довжин зон випаровування ($L_{\text{ЗН}}$), діаметра парового простору ($d_{\text{П}}$);
- кута нахилу АКТТ та ін.

Ці фактори визначають умови функціонування АКТТ в режимі термосифона у складі КСК та істотно впливають на його ефективність. Таким чином, при проектуванні КСК та ресурсозберігаючого обладнання на їх основі необхідно чітко визначати рівень впливу параметрів АКТТ та їх кількісну оцінку наведених вище факторів на теплотехнічні характеристики КСК.

5.1. Алюмінієві канавчаті теплові труби.

5.1.1. Вплив теплофізичних властивостей робочої рідини на термічний опір АКТТ.

На першому етапі дослідження теплотехнічних характеристик АКТТ проводились експериментальні роботи по вивченню залежності термічного опору від теплофізичних властивостей робочої рідини. Ці дослідження проводилися на циліндричній АКТТ в діапазоні геометричних характеристик: з внутрішнім діаметром парового простору 0,0036...0,0089 м,

довжиною зони нагріву 0,25...1,68 м і конденсації 0,28 м. Коефіцієнт заправки теплоносієм складає $\varepsilon = 0,13...0,8$. В якості теплоносія використовувалися ацетон, етиловий спирт (96-ти %), метиловий спирт, н-пентан, фреон-113, фреон-141. Результати цих досліджень представлені на рис. 5.1.

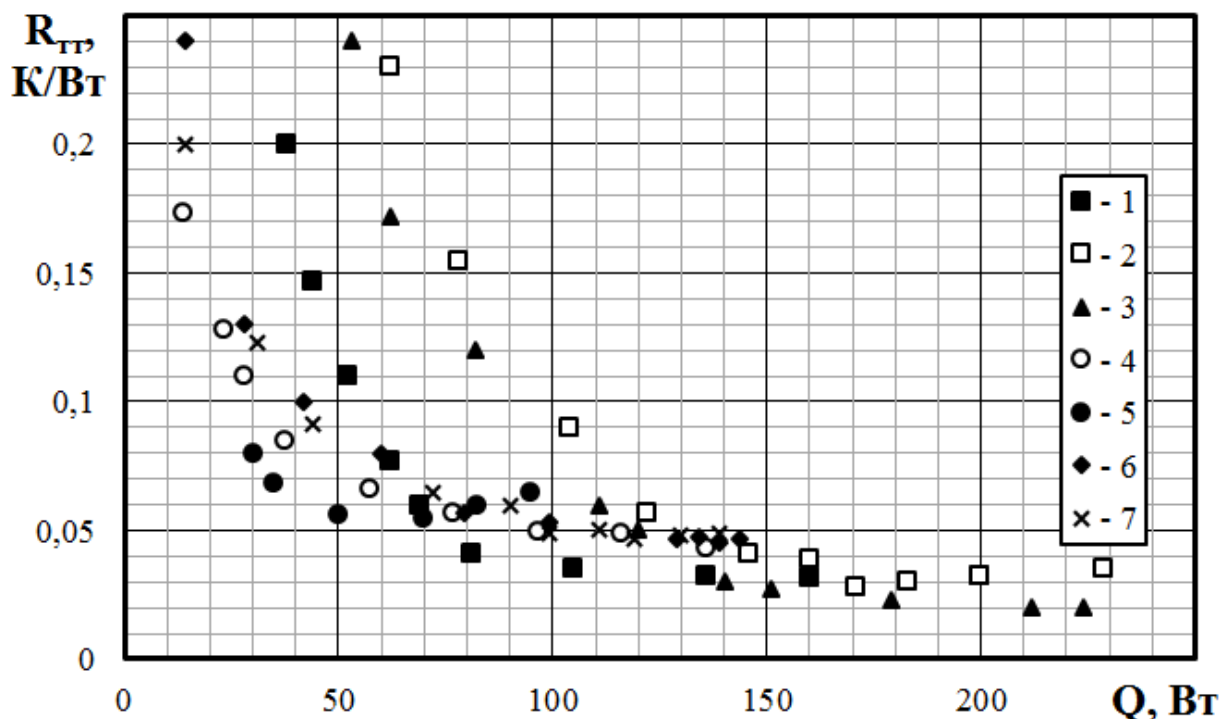


Рис. 5.1. Залежності впливу теплофізичних властивостей теплоносія на загальний термічний опір АКТТ: ■ – ацетон; □ – етиловий спирт (96-ти %); ▲ – метиловий спирт; ○ – н-пентан; ● – н-пентан [151]; ♦ – фреон-113; х – фреон-141.

Із рисунка видно, що термічний опір АКТТ суттєво залежить від виду теплоносія і його теплофізичних властивостей (коефіцієнту теплопровідності, в'язкості, поверхневого натягу, скритої теплоти пароутворення та ін.). Найнижче значення термічного опору мають ТТ з метанолом, етанолом і ацетоном, що складає 0,022...0,04 К/Вт. Мінімальний термічний опір таких теплоносіїв як н-пентан, фреон 113 і фреон 141 – 0,04...0,05 К/Вт. Така відмінність значень термічного опору однієї і тої ж

АКТТ з різними теплоносіями однакової заправки пов'язана різною інтенсивністю процесів теплообміну при кипінні і конденсації цих теплоносіїв. Цей факт також підтверджують результати експериментів які представлені в роботі [151].

Також необхідно відмітити, що при теплових потоках менше 70...120 Вт термічний опір АКТТ з н-пентаном, фреоном 113 і фреоном 141 менший чим з метанолом, етанолом і ацетоном. Ця особливість пояснюється тим що, в цьому діапазоні теплових потоків інтенсивність процесів теплообміну при кипінні першої групи робочих рідин вища чим другої. Цей аспект обгранкуваний тим що при низьких теплових потоках друга група теплоносіїв в АКТТ знаходиться в режимі випаровування/нерозвиненого кипіння. При вищих теплових потоках картина процесу змінюється за рахунок роботи АКТТ в режимі розвиненого кипіння.

Аналізуючи отримані данні про вплив теплофізичних властивостей на термічний опір АКТТ оптимальним вибором в якості робочої рідини є н-пентан. По своїм фізичним і хімічним властивостям найкраще підходить в якості робочої рідини для використання в АКТТ КСК.

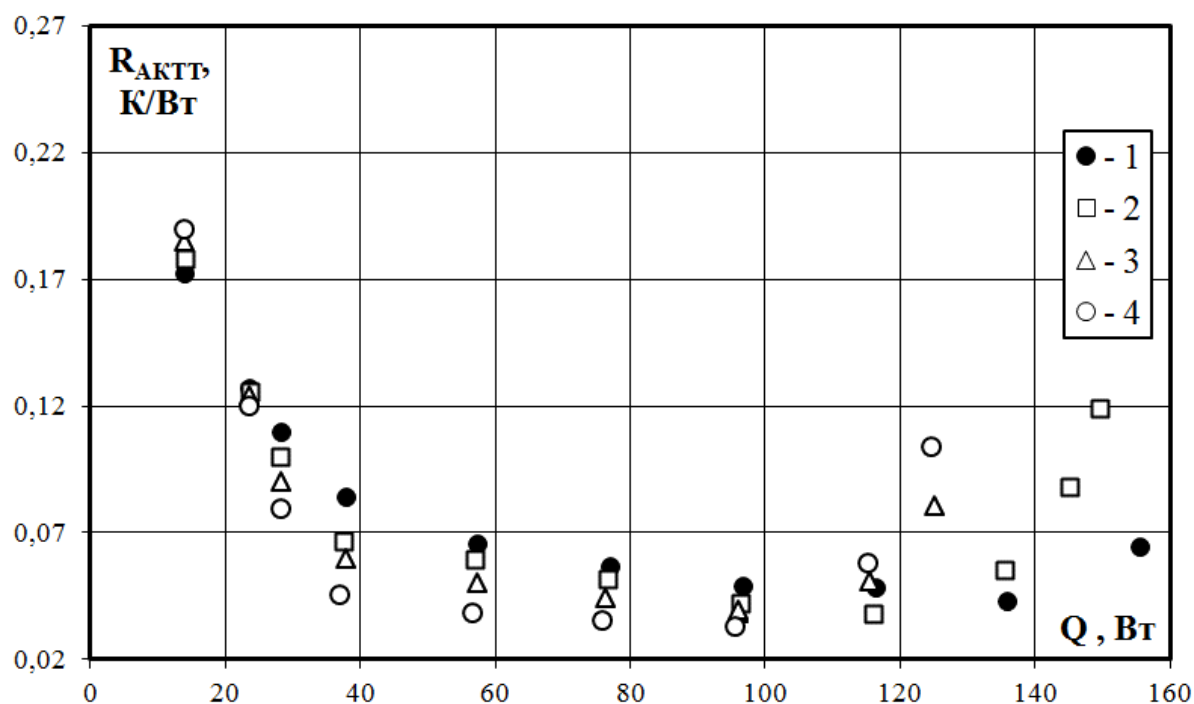
5.1.2. Вплив температури насиченої пари робочої рідини на термічний опір АКТТ.

На рисунку 5.2 показана залежність загального термічного опору АКТТ від переданого теплового потоку. Дані представлені для ТТ, що працює на н-пентані при куті нахилу 60° , довжиною зони нагріву $l_{\text{зн}} = 0,25$ м, а коефіцієнт заправки складає $\varepsilon = 0,27$.

В цілому залежність термічного опору можна розділити на три основні частини.

1. Перша відповідає падінню термічного опору з 0,2 К/Вт до 0,12 К/Вт. Дана область характерна малою інтенсивністю теплообміну між стінкою корпусу ТТ і насиченою парою. Підведений до АКТТ тепловий потік Q умовно можна розділити на дві основні частини: тепловий потік Q_1 , що

передається по каркасу і КС ТТ, тепловий потік Q_2 , що передається теплопровідністю і вільною конвекцією через шар плівки рідини, що знаходиться в канавках до поверхні меніску з якого і відбувається випаровування (рис. 5.3).



1 – $t_n = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_n = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_n = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$; 4 – $t_n = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Рису. 5.2. Залежності загального термічного опору циліндричної АКТТ від переданого теплового потоку при куті нахилу ТТ 60° (теплоносій н-пентан)

Цю область можна назвати областю підігріву тому, що парові бульбашки на поверхні нагріву і тим більше в рідині відсутні. При цьому майже вся рідина знаходиться в області нагріву АКТТ. Іншими словами рух рідини від зони конденсації до зони нагріву ТТ відбувається малими окремими каплями/порціями, тому можна вважати, що рух рідини ламінарний (рис. 5.3).

Також необхідно відмітити, що теплопередача відбувається в стиснених умовах тому основний механізм передачі тепла від стінки АКТТ за рахунок теплопровідності рідини. За рахунок цього основний термічний опір

теплообміну в зоні випаровування АКТТ обумовлений шаром рідини в канавці.

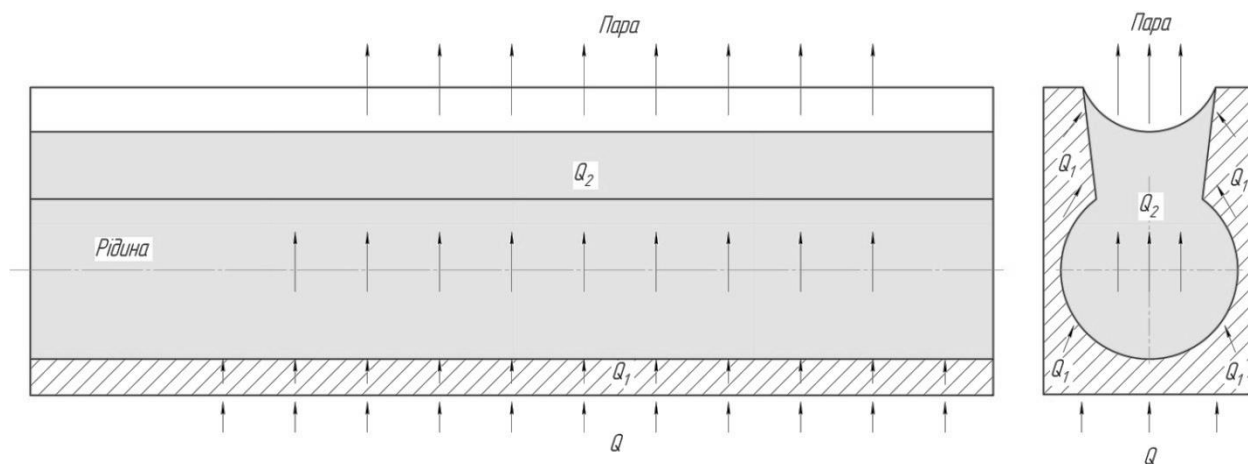


Рис. 5.3. Схема механізму теплообміну при випаровуванні з канавки

2. При більш вищих теплових перегрівках на поверхні нагріву виникають перші центри пароутворення з яких починають свій ріст парові бульбашки, але їх число не велике, причому частина із них руйнується силами поверхневого натягу (із-за недостатнього перегріву рідини в об'ємі канавки), не досягнувши зони розділу фаз. Тут інтенсивність тепловіддачі визначається спільною взаємодією теплопровідності/вільної конвекції і бульбашкового кипіння. Ця область називається нерозвиненим кипінням (рис. 5.4).

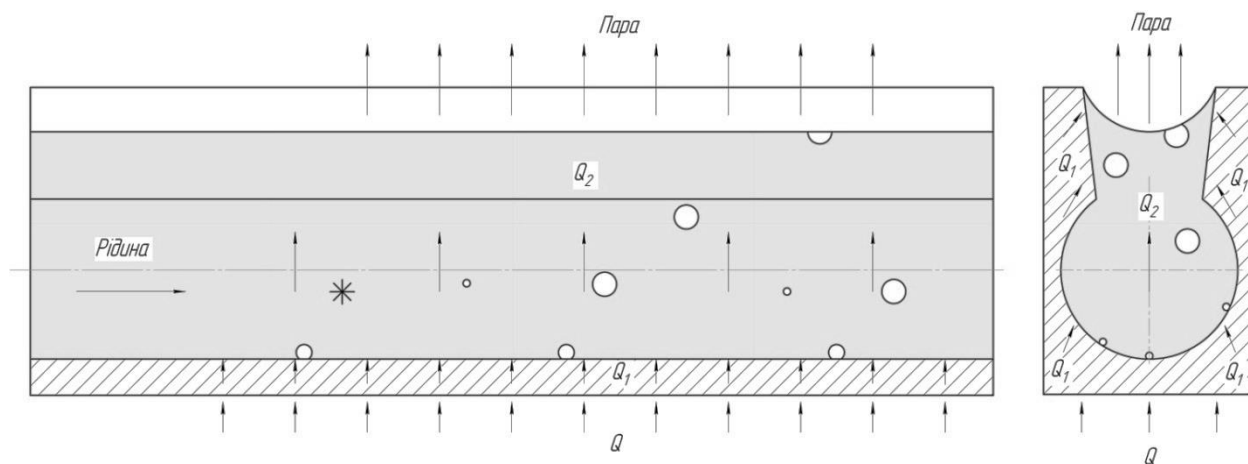


Рис. 5.4. Схема механізму теплообміну при нерозвиненому кипінні в канавці

З появою перших центрів пароутворення зростає масовий витратний паровміст в ТТ. Це обумовлено деяким ростом масової витрати пари $G_{\text{п}}$ через паровий канал. Відповідно до цього збільшується кількість сконденсованої рідини і її масової витрати $G_{\text{р}}$ через канавки таким чином, що $G_{\text{п}} = G_{\text{р}}$. Із збільшенням витрати конденсату збільшується його швидкість течії в канавках. Такий рух призводить до зносу парових бульбашок, що відірвалися від центру пароутворення по потоку конденсату в канавці зони нагріву. Знесені парові бульбашки, рухаючись по потоку, звісно піднімаються і по висоті канавки. Візуально цей гідродинамічний процес руху двофазного потоку показано на рис. 5.5.

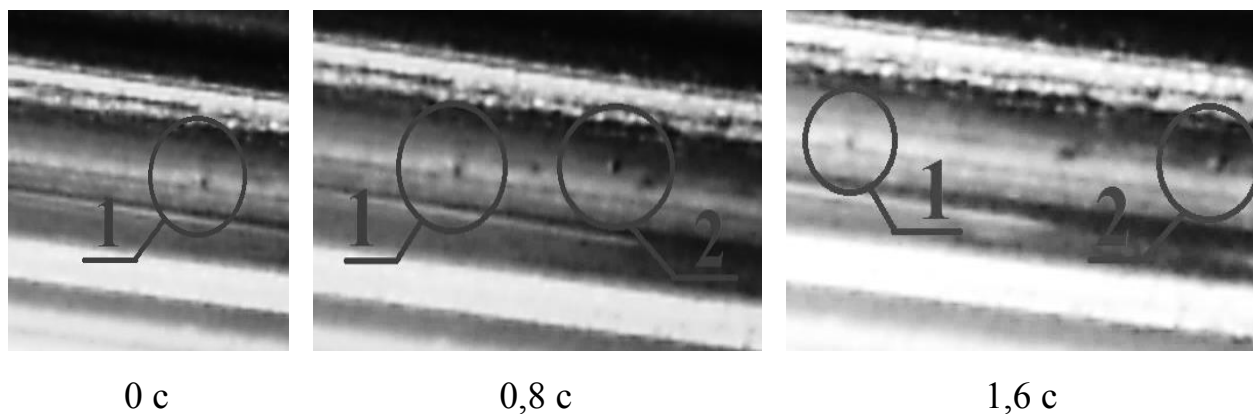


Рис. 5.5. Візуальний процес нерозвиненого кипіння в канавці Ω -подібного типу: 1 – центр пароутворення; 2 – парова бульбашка.

Також важливо зауважити, що після відриву парової бульбашки від поверхні нагріву ТТ рухаючись по потоку рідини продовжують зростати в діаметрі за рахунок подальшого випаровування рідини в середину парової бульбашки, оскільки температура всередині бульбашки і на її поверхні рівні температурі насичення рідини.

Ділянка з 0,12 К/Вт до появи росту загального термічного опору відповідає інтенсивному процесу бульбашкового кипіння. Подальший ріст густини теплового потоку сприяє появі розвиненого кипіння. При даному типу кипіння на поверхні діють значна кількість центрів пароутворення, а

достатній перегрів всієї рідини забезпечує їх додатковий ріст при спливанні і вихід в паровий простір АКТТ. Одночасний ріст більшої кількості бульбашок і їх періодичний відрив від поверхні нагріву визивають інтенсивне перемішування шару рідини в канавці. Від поверхні відриваються бульбашки різних розмірів і зносяться потоком рідини не досягнувши свого максимального розміру (рис. 5.6). Швидкість спливання великих бульбашок більше чим малих. Деякі великі бульбашки при спливанні дробляться на ряд менших. В свою чергу менші бульбашки можуть об'єднуватися і утворювати більші бульбашки. Об'єднання малих бульбашок можуть відбуватися на поверхні нагріву і ще до відриву. У підсумку картина кипіння набуває складний характер. Вільна поверхня рідини зазнає інтенсивних пульсацій.

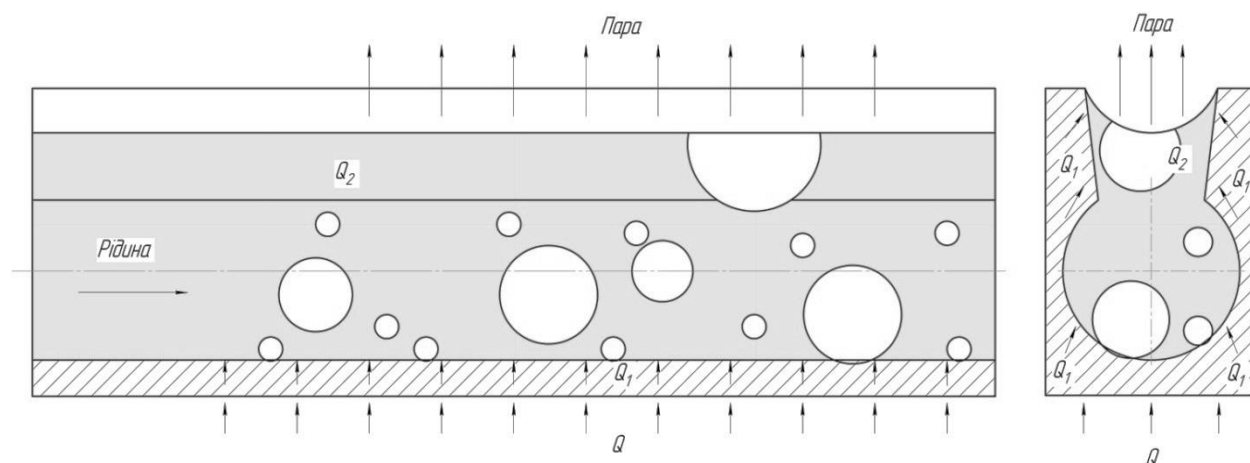


Рис. 5.6. Схема механізму теплообміну при розвиненому кипінні в канавці

Відвід тепла від зони нагріву здійснюється за рахунок парової фази (утворення парових бульбашок на поверхні нагріву і їх відриву при досягненні відривного діаметра бульбашки), а роль теплопровідності/вільної конвекції не значна в порівнянні з процесом бульбашкового кипіння. На рис. 5.7 показано візуальна картина процесу кипіння в канавці в часі. Як видно, на поверхні діє значна кількість центрів пароутворення, що відповідно суттєво впливає на ріст кількості теплоти відведеної від поверхні нагріву. Це факт

безумовно позитивно впливає на процес теплопередачі і тим самим супроводжується значним зростанням $\alpha_{\text{зн}}$.

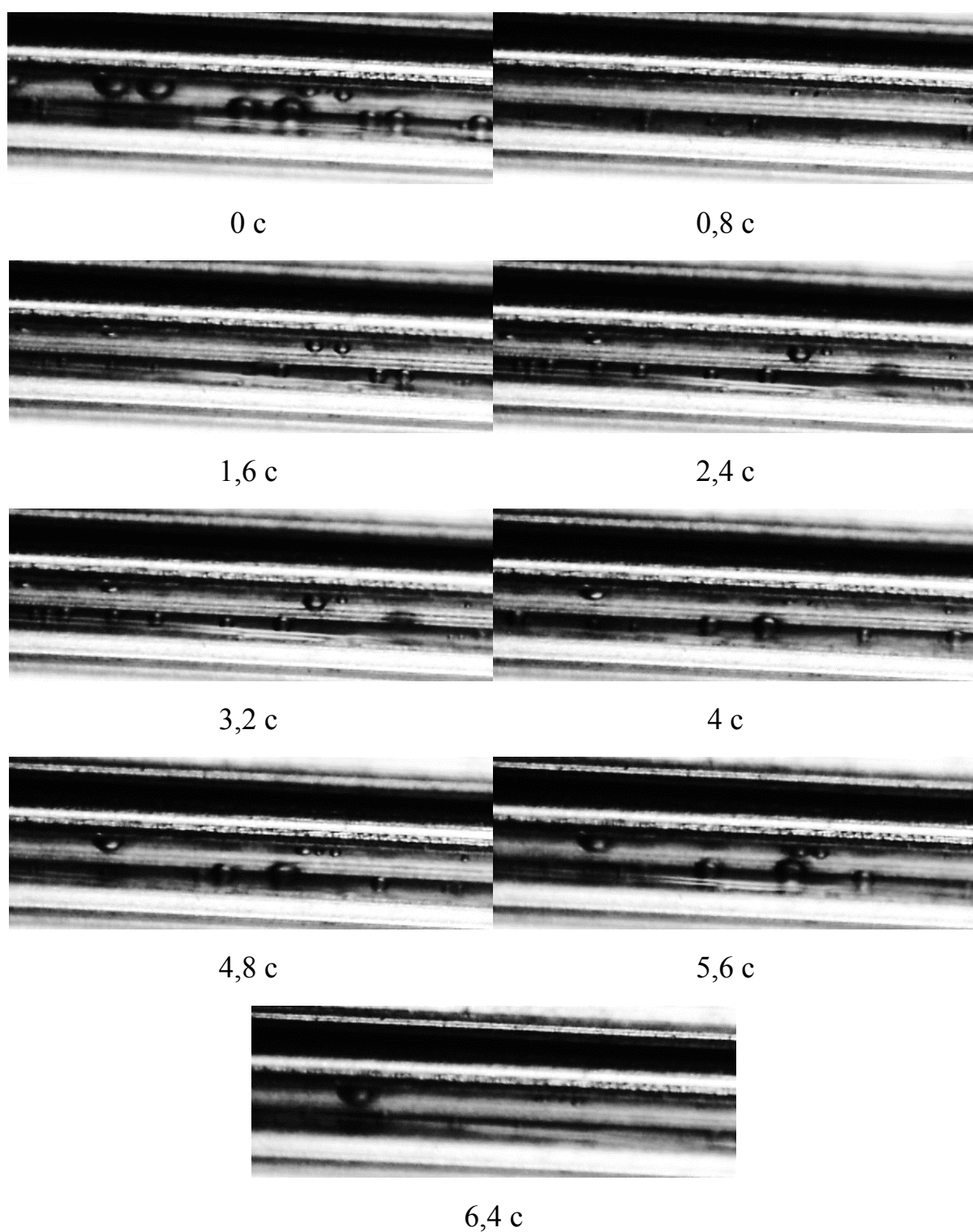


Рис. 5.7. Візуальний процес бульбашкового кипіння в канавці Ω -подібного типу

3. Ріст термічного опору – третя частина. Це обумовлено переходом бульбашкового режиму кипіння до плівкового, тобто погіршення теплообміну на поверхні зони нагріву і появи на ній осушення. На цій перехідній ділянці плівкове кипіння має не стійкий характер: частина поверхні покрита паровою плівкою, інша частина – паровими бульбашками (рис. 5.8). Парові бульбашки досягають таких великих розмірів, що займають значну частину поперечного перерізу каналу і виринають в паровий простір АКТТ прямо з центрів пароутворення. В свою чергу з парової плівки через потік рідини з відповідною частотою виринають парові снаряди в паровий простір ТТ. При цьому вільна поверхня рідинного потоку зазнає суттєвих пульсацій.

Тепловий потік в цьому режимі відводиться від поверхні нагріву за рахунок парової фази (при бульбашковому кипінні) і теплопровідністю парової плівки. При плівковому режимі кипіння тепловіддача значно менша чим при бульбашковому. Частина поверхні зайнята паровою плівкою не значна в порівнянні з тою частиною поверхні теплообміну на якій відбувається процес бульбашкового кипіння. Тим самим не відбувається значного перегріву стінки, що може призвести до появи осушення поверхні КС.

Із ростом температурного перепаду область зайнята паровою плівкою збільшується і відповідно при цьому падає коефіцієнт теплообміну (середній по площі) в зоні нагріву. З подальшим ростом перегріву поверхня нагріву починає осушуватися.

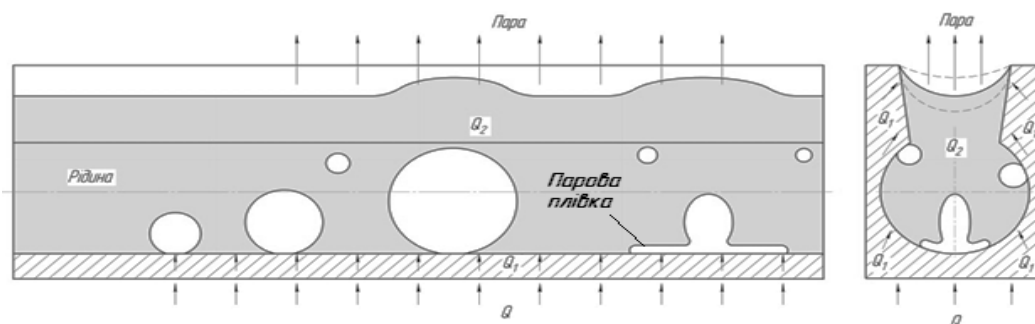


Рис. 5.8. Схема механізму теплообміну при перехідному режимі кипіння в каналі

4. Область повного або часткового осушення поверхні нагріву. Основні причини появи сухих плям на поверхні являється порушення циркуляції рідини в канавці з зони конденсації в зону нагріву. До цього порушення теплопереносу призводять наступні процеси:

- настання кризи теплообміну і перехід від бульбашкового до плівкового режиму кипіння;
- виніс всієї/частини рідини із зони нагріву в зону конденсації.

По-перше появою гідравлічного спротиву, що створюють парові бульбашки які ще не відірвалися від поверхні нагріву але перекривають всю частину поперечного перерізу каналу і тим самим перекриваючи його перешкоджають подальшому руху рідини в канавці; і другим, найголовнішим, є снарядний рух парових бульбашок. За рахунок плівкового режиму кипіння рідини, що характеризується суттєвим пароутворенням в порівнянні з бульбашковим режимом, парові снаряди, що виринають з парової плівки над поверхнею нагріву, виринають з собою шар плівки рідини з канавки в паровий канал АКТТ (рис. 5.9). Цей процес призводить до дестабілізації плівкового режиму кипіння, руйнування пристінної парової плівки і появи сухих плям на поверхні канавки. Особливо цей процес відчувається в Perezappravlenih AKTT. Коли рідина, що виноситься снарядом в паровий канал ТТ виноситься потоком пари в зону конденсації де відбувається її накопичення, що призводить до суттєвого зниження інтенсивності теплообміну в цій зоні. Це твердження відображають результати експериментів і візуальних спостережень (рис. 5.10).

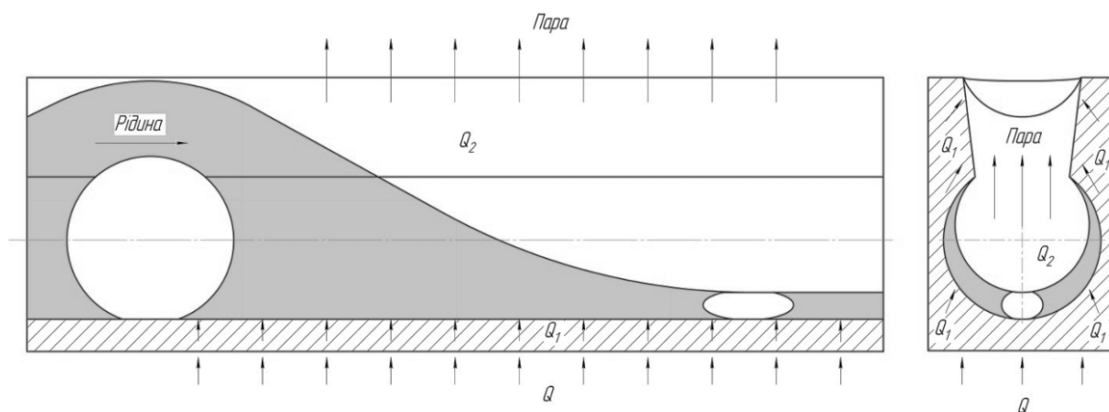


Рис. 5.9. Схема механізму теплообміну при осушенні канавки

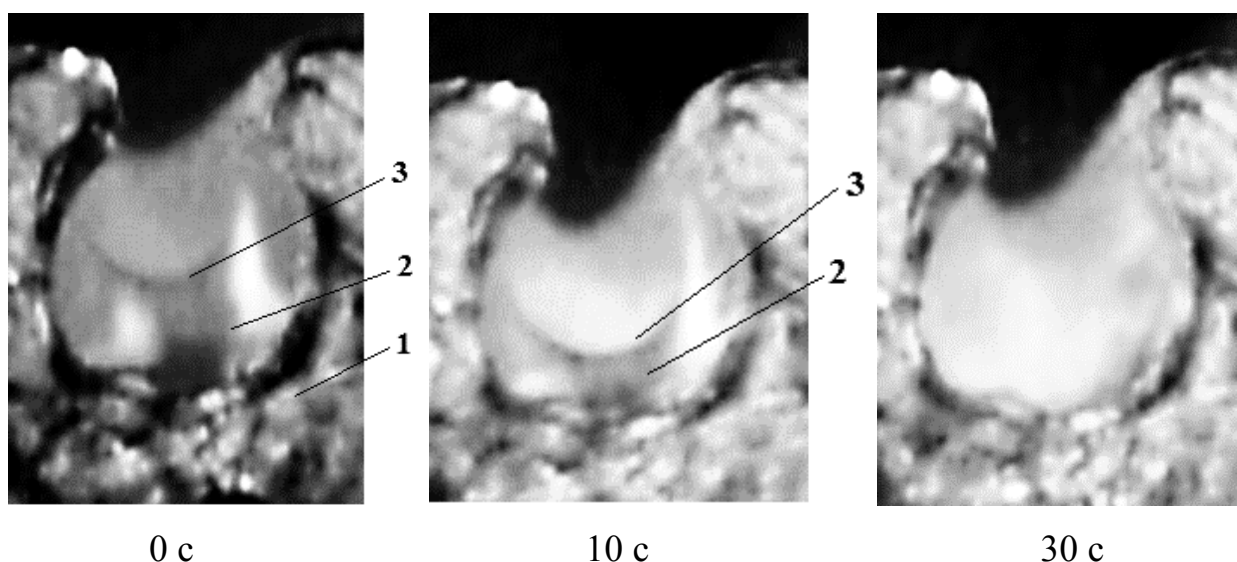


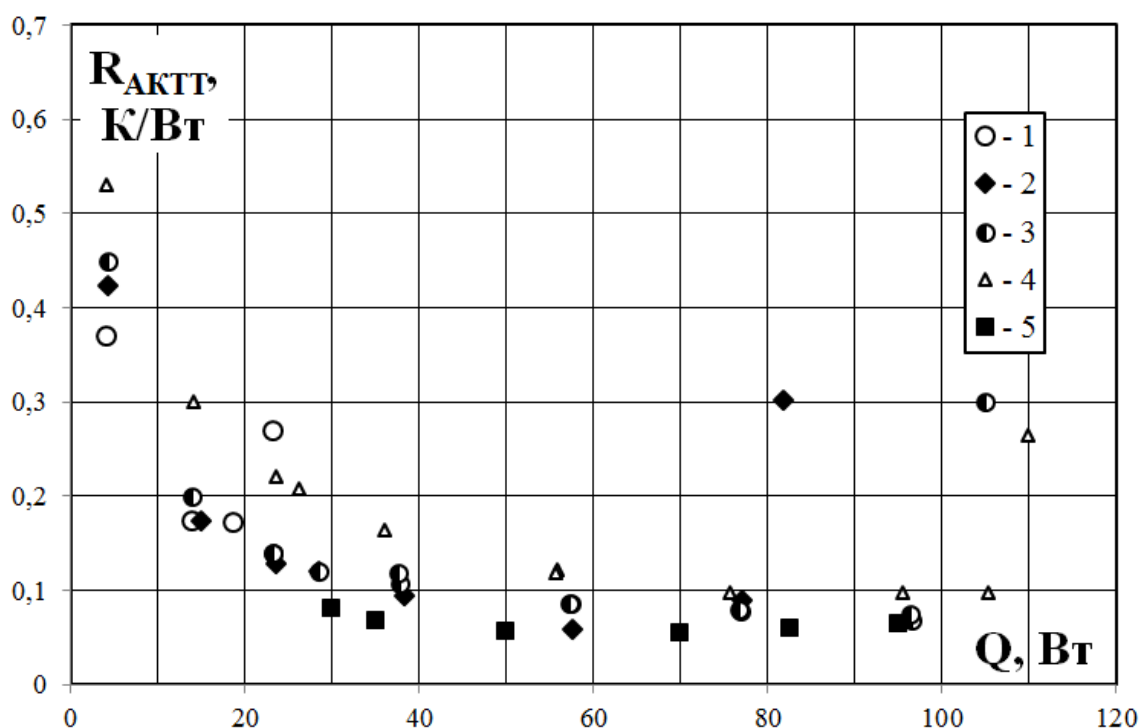
Рис. 5.10. Візуальний процес зміни форми меніску рідини в канавці при дестабілізації плівкового режиму кипіння: 1 – канавка АКТТ; 2 – рідина; 3 – меніск.

5.1.3. Вплив коефіцієнта заповнення робочою рідиною на термічний опір АКТТ.

Щоб оцінити вплив коефіцієнта заправки АКТТ робочою рідиною були проведені експериментальні дослідження в цьому напрямку. На рис. 5.11 представлена залежність термічного опору від підведеного теплового потоку при різних коефіцієнтах заправки теплоносієм АКТТ відносно повного об'єму канавок. Дані, що представлені на рисунку були отримані на АКТТ з довжиною зони нагріву 0,25 м, кутом нахилу 30° відносно горизонту на н-пентані в якості робочої рідини. На відміну від звичайних термосифонів, де коефіцієнт заповнення не впливає на граничний тепловий потік при $\epsilon \geq 0,25$ [3-5], в АКТТ цей параметр впливає суттєво. Кількість робочої рідини в ТТ визначає величину граничного теплового потоку, що передається пристроєм. Експерименті показали, що в діапазоні $\epsilon_{\text{ТТ}} = 0,07 \dots 0,54$ криза настає в результаті порушення течії рідини в канавках. Це пояснюється тим, що в цьому діапазоні коефіцієнта заправки робочою рідиною поява осушення КС обумовлена повним випарюванням пристінного шару рідини. На основі

аналізу отриманих даних по граничних теплових потоках було встановлено, що криза теплообміну в цьому випадку має гідродинамічний характер і обумовлена досягненням деякої критичної швидкості пари і яка не залежить від швидкості циркуляції робочої рідини.

При збільшенні коефіцієнта заправки робочою рідиною АКТТ вище 0,54 не призводить до суттєвого росту граничного теплового потоку. Це обумовлено зміною гідродинамічної природи прояву кризи теплообміну. При $\varepsilon_{\text{тг}} > 0,54$ частина робочої рідини може знаходитися не в канавці. В такому випадку при рості підведеного теплового потоку при кипінні існує таке значення швидкості парового потоку при якому робоча рідина з зони підводу тепла може виноситися в зону конденсації і блокувати її. Це призводить до різкого зниження температури зони конденсації і підвищення температури зони нагріву, тобто відбувається ріст термічного опору АКТТ.



Рису. 5.11. Залежність термічного АКТТ від підведеного теплового потоку при різних коефіцієнтах заправки теплоносієм: 1 – $\varepsilon_{\text{тг}} = 0,13$; 2 – $\varepsilon_{\text{тг}} = 0,27$; 3 – $\varepsilon_{\text{тг}} = 0,54$; 4 – $\varepsilon_{\text{тг}} = 0,8$; 5 – $\varepsilon_{\text{тг}} = 0,4$ [151]

При роботі АКТТ в режимі термосифона з заправкою робочої рідини $\varepsilon_{\text{тг}} > 0,8$ значення граничного теплового потоку буде зменшуватися за рахунок більшої кількості робочої рідини і тим самим більшої площі поверхні контакту рідина-пара. Але для остаточного підтвердження цього твердження необхідно провести додаткові дослідження особливостей роботи АКТТ.

5.1.4. Вплив довжини зони нагріву на термічний опір АКТТ.

Для вибору оптимальної довжини АКТТ для КСК були проведені дослідження термічного опору ТТ від довжини зони нагріву АКТТ. Експерименти були проведені на профільних теплових трубах з довжиною зони нагріву 0,84...1,68 м, зони конденсації 0,12 м і шириною профілю 0,125 м. Всі АКТТ мали діаметр парового простору 0,005 м і коефіцієнт заправки робочою рідиною (в даному випадку використовувався н-пентан) складає $\varepsilon_{\text{тг}} = 0,4$. Результати цих досліджень представлені на рис. 5.12.

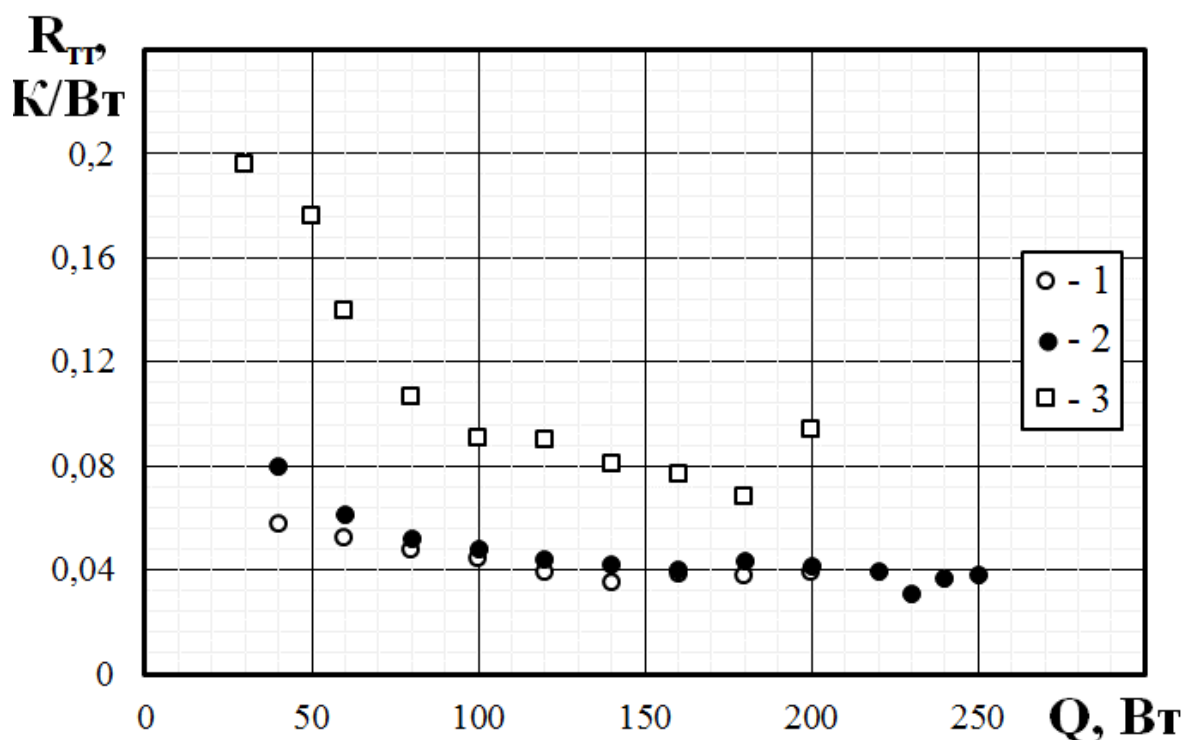


Рис. 5.12. Залежність термічного опору АКТТ від переданого теплового потоку: 1 – $l_{\text{зн}} = 0,84$ м; 2 – $l_{\text{зн}} = 1,26$ м; 3 – $l_{\text{зн}} = 1,68$ м.

Експерименти показали, що АКТТ з довжиною зони нагріву 0,84 м і 1,26 м мають однаковий термічний опір при одних і тих же переданих теплових потоках. Цей факт свідчить про те, що геометричні розміри випарника в діапазоні $d_p/l_{zn} = 0,004 \dots 0,006$ не впливають на теплообмінні процеси в АКТТ.

Для АКТТ з довжиною зони нагріву 1,68 м ($d_p/l_{zn} = 0,003$) термічний опір суттєво перевищує термічний опір АКТТ з меншими довжинами зон нагріву. В даному випадку на процес циркуляції теплоносія починає істотно впливати площа поверхні контакту фаз рідина-пара або іншими словами взаємодія їх зустрічних потоків. При такій картині протікання процесу в АКТТ надходження конденсату в зону нагріву затрудняється тобто, конденсат начебто приторможується і не забезпечує змочування рідиною сухих плям в місці відриву парових бульбашок від поверхні нагріву. Це призводить до підвищення термічного опору теплообміну в зоні нагріву, а в результаті приторможення рідини, що накопичується, також зростає термічний опір теплообміну в зоні конденсації.

5.1.5. Вплив теплофізичних властивостей і температури насиченої пари робочої рідини на граничний переданий тепловий потік.

Дослідження граничних переданих теплових потоків від температури насиченої пари проводилися на циліндричних АКТТ з довжиною нагріву 0,25...1,68 м, зоною конденсації 0,28...0,32 м, а загальна довжина ТТ складала 1,0..2,0 м. Характер зміни граничної густини теплового потоку для різних теплоносіїв від температури насиченої пари показаний на рис. 5.13. Всі експериментальні данні були отримані на АКТТ з діаметром парового простору 0,005 м, при куті нахилу відносно горизонту 60° і коефіцієнтом заправки $\epsilon_{tt} = 0,27$. Як видно із рисунка залежність зміни граничної густини теплового потоку має різний характер відносно до типу теплоносія. На сам перед це обумовлено відмінністю теплофізичних властивостей робочої рідини, а також їх характеру зміни від температури. Щоб обґрунтувати

експериментальні данні по граничній густині теплового потоку і пояснити їх відмінність було вирішено скористатися теорією яка описана в [1-2] на базі параметра M . Це комплекс теплофізичних властивостей робочої рідини $\rho_p \cdot \sigma \cdot r / \mu_p$, або параметром якості робочої рідини M . Цей фактор на пряму впливає на значення граничного теплового потоку. Якщо критерій якості робочої рідини зростає з ростом температури насичення то і $q_{гр}$ матиме такий ж характер, або навпаки, якщо M зменшується – $q_{гр}$ зменшується для відповідної робочої рідини із ростом температури насичення. Така залежність $q_{гр}$ і параметру M від температури насичення робочої рідини була помічена при аналізі експериментальних даних. Ця ж залежність відмічена і в інших роботах по дослідженню критичної густини теплового потоку [1, 2, 6, 7, 152].

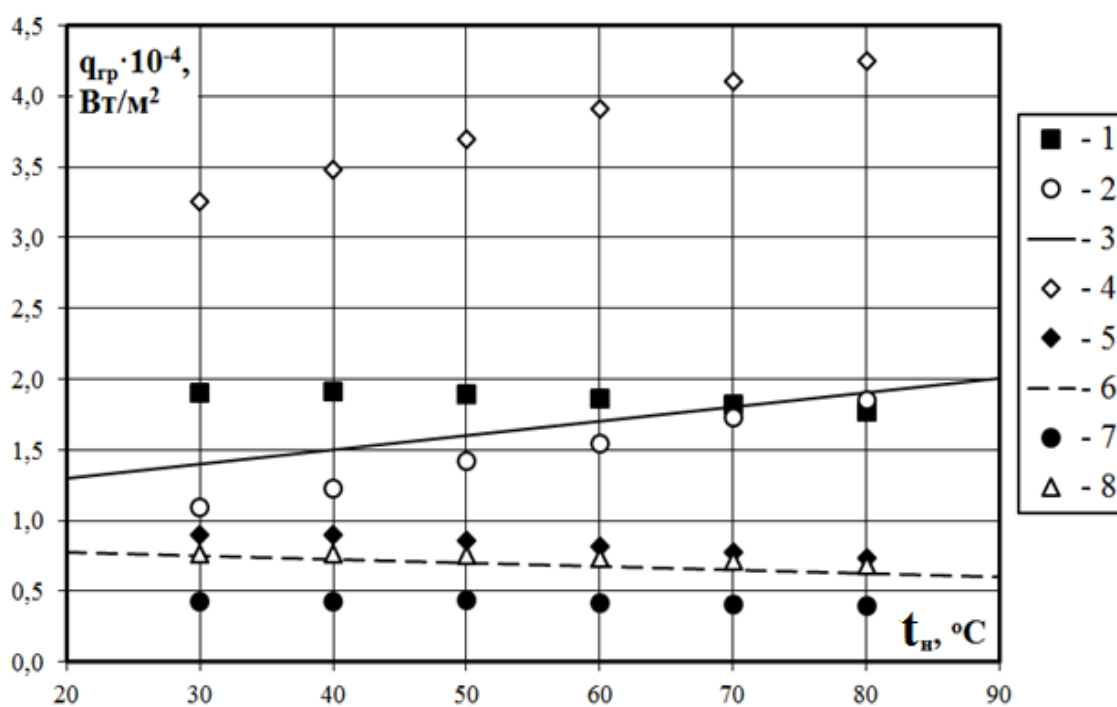


Рис. 5.13. Залежність впливу температури насичення теплоносія АКТТ на

граничну підведену густину теплового потоку: 1 – ацетон;

2 – етиловий спирт (96-ти %); 3 – етиловий спирт (розрахунок);

4 – метиловий спирт; 5 – н-пентан; 6 – н-пентан (розрахунок) ; 7 – фреон-113;

8 – фреон-141.

На рис. 5.14 зображено залежність впливу температури насичення на параметр M . Як видно крива M для кожної робочої рідини має ріст і спад. Ріст M або критичної густини теплового потоку у робочих рідинах обумовлений високим значенням теплофізичних властивостей починаючи відносно температури переходу робочої рідини з твердого стану в рідкий. Але по мірі збільшення температури/тиску насичення її/його вплив на M становить достатньо суттєвим і крива змінює свій характер. Головною причиною зменшення параметру є наближення значень теплофізичних властивостей рідини до властивостей пари робочої рідини. Тобто, по мірі наближення умов роботи робочої рідини до його критичної температури зменшується критична густина теплового потоку при кипінні по мірі збільшення температури насичення.

Для різних робочих рідин відповідає своя критична густина теплового потоку. В першу чергу на її значення напряму впливає критерій якості робочої рідини M . Він складається з теплофізичних властивостей. Велику роль для роботи труби в режимі термосифона відіграє прихована теплота пароутворення і в'язкість рідини (робочої рідини).

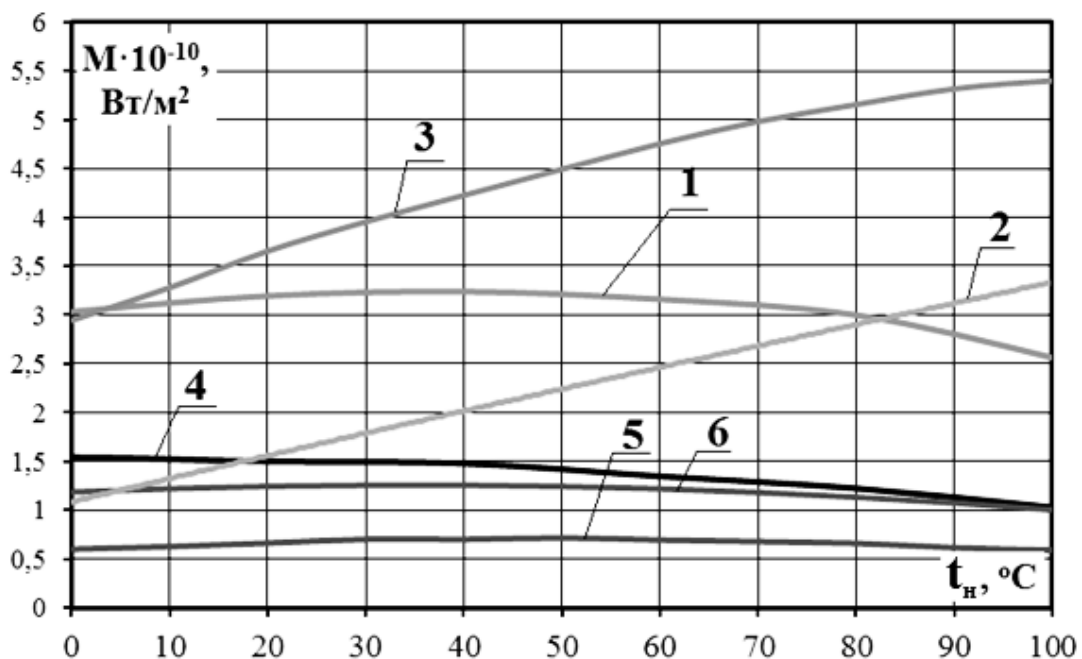


Рис. 5.14. Залежність параметра M від температури насичення теплоносія:

- 1 – ацетон; 2 – етиловий спирт (96-ти %); 3 – метиловий спирт;
4 – н-пентан; 5 – фреон-113; 6 – фреон-141.

На рис. 5.13 також представлені розрахункові криві граничних теплових потоків, що отримані по запропонованій інженерній методиці яка представлена і описана в розділі 3. Як видно розрахунки за даною методикою доволі точно описують експериментальні дані граничних переданих теплових потоків з похибкою $\pm 22\%$, що були отримані в роботі, а також дані отримані іншими авторами [151, 152]

5.1.6. Вплив кута нахилу АКТТ на граничний переданий тепловий потік.

Розглянемо експериментальну залежність граничних переданих теплових потоків від кута нахилу АКТТ відносно горизонту. Цей фактор суттєво важливий для визначення діапазону роботи АКТТ в складі КСК.

Експериментальні дослідження проводилися на циліндричних АКТТ з довжиною нагріву 0,25...0,75 м, зоною конденсації 0,28 м, а загальна довжина ТТ складала 1,2...2,0 м. Характер зміни граничної густини теплового потоку для різних теплоносіїв від кута нахилу пари показаний на рис. 5.15. Всі експериментальні данні були отримані на АКТТ з діаметром парового простору 0,005 м, при куті нахилу відносно горизонту 60° і коефіцієнтом заправки $\varepsilon_{\text{ТТ}} = 0,27$.

На рисунку представлені дані по залежності граничної густини теплового потоку від кута нахилу АКТТ до площини відносно горизонту для різних робочих рідин. Характер зміни $q_{\text{кр}}$ від кута нахилу можна пояснити спільним впливом наступних факторів: з одної сторони, зниженням критичного теплового потоку за рахунок зменшення гідростатичного натиску і збільшення впливу запарювання КС при зменшенні куту нахилу, з другої сторони – ростом критичного теплового потоку за рахунок збільшення гідростатичного натиску.

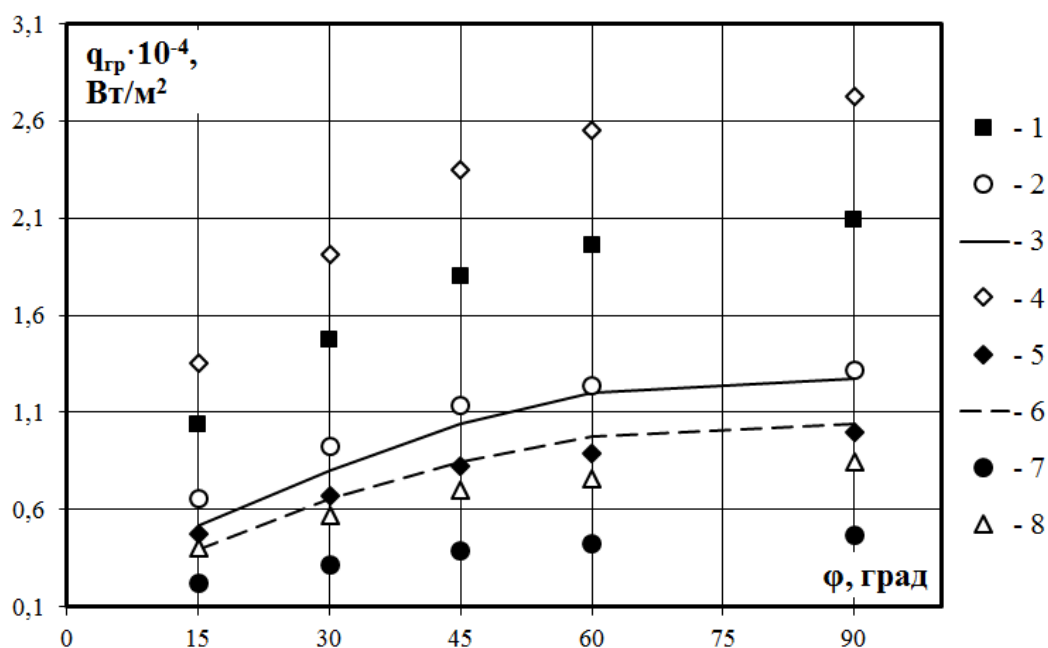


Рис. 5.15. Залежність впливу кута нахилу АКТТ на граничну підведену густину теплового потоку: 1 – ацетон;

2 – етиловий спирт (96-ти %); 3 – етиловий спирт (розрахунок);

4 – метиловий спирт; 5 – н-пентан; 6 – н-пентан (розрахунок); 7 – фреон-113;
8 – фреон-141.

На рис. 5.15 також представлені розрахункові криві граничних теплових потоків, що отримані по запропонованій інженерній методиці яка представлена і описана в розділі 3. Як видно розрахунки за даною методикою доволі точно описують експериментальні дані граничних переданих теплових потоків з похибкою $\pm 19\%$, що були отримані в роботі, а також дані отримані іншими авторами [151, 152].

5.1.7. Вплив геометричних розмірів зони нагріву АКТТ на граничний переданий тепловий потік.

Вплив геометричних параметрів на роботу АКТТ показаний на рисунку 5.16. Дані отримані на АКТТ з Ω -подібною КС з діаметрами парового простору від 3,5...8,6 мм, довжиною зони нагріву 0,2...1,82 м і куті нахилу 60° відносно горизонту. При цьому коефіцієнт заправки робочою рідиною (н-

пентан) складав $\varepsilon_{\text{ТТ}} = 0,27 \dots 0,4$ від всього об'єму каналок АКТТ. Як видно із рисунка геометричні розміри випарника ТТ здійснюють спільний вплив на граничний тепловий потік. Також необхідно відмітити, що у всьому діапазоні зміни значень відношення $d_{\text{п}}/L_{\text{зн}}$ отримані дослідні данні з похибкою $\pm 22\%$ групуються навколо кривої, яка з ростом значення $d_{\text{п}}/L_{\text{зн}}$ наближується до значення граничного теплового потоку при кипінні в умовах вільного руху рідини (великого об'єму).

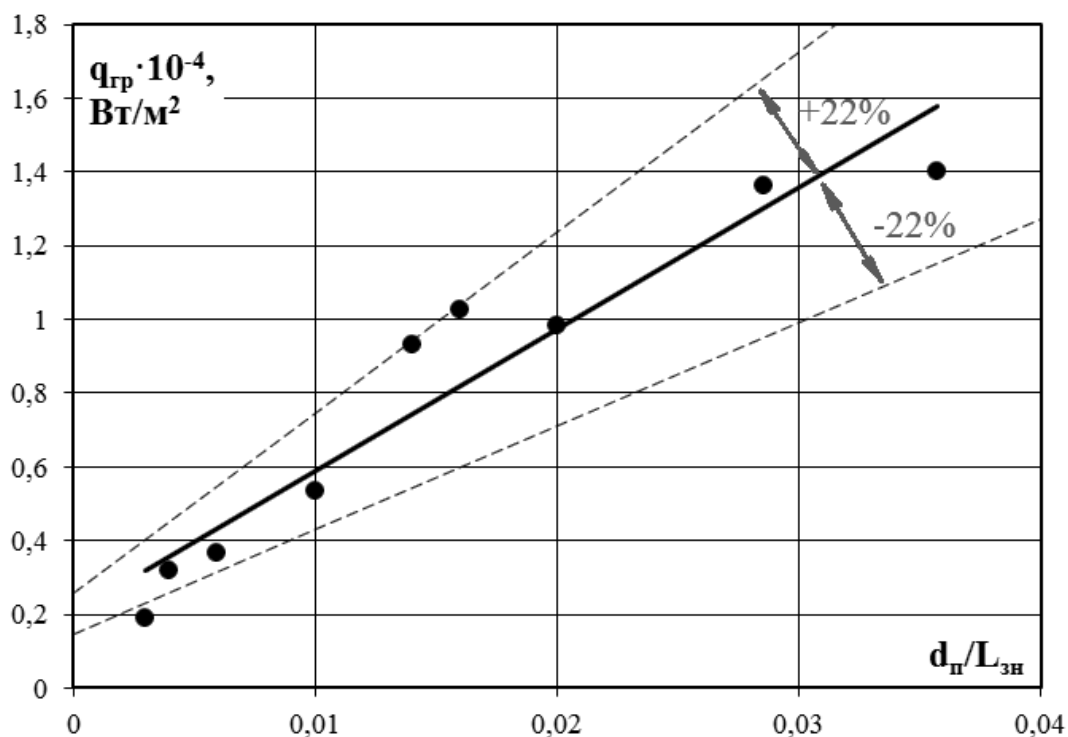


Рис. 5.16. Залежність впливу геометричних факторів АКТТ на граничну густину теплового потоку

Відношення діаметру до довжини зони нагріву є щось інше як міра стисненості об'єму, яка і визначає відмінність процесу кипіння в ТТ від умов кипіння у великому об'ємі. При великому об'ємі густина граничного теплового потоку не залежить від площі поверхні нагріву, оскільки середній паровміст пристінного шару однаковий для всієї поверхні нагріву. Якщо геометричні розміри зони нагріву значно впливають на $q_{\text{гр}}$, то геометричні розміри адіабатної зони і конденсатора суттєвого впливу не здійснює. Але від

розмірів конденсатора і умов його охолодження залежить тиск в АКТТ і відповідно гранична теплопередавальна здатність.

Аналізуючи всі отримані дані по граничній густині теплового потоку від геометричних параметрів випарника АКТТ була отримана спрощена залежність для інженерних розрахунків, що дає можливість визначити оптимальні параметри ТТ для застосування її в КСК:

$$q_{\text{гр}} = 2,25 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot \left(\frac{d_{\text{п}}}{L_{\text{зн}}} \right)^{0,77} \cdot \varepsilon^{0,25} \cdot \sin(\varphi)^{0,55}. \quad (5.1)$$

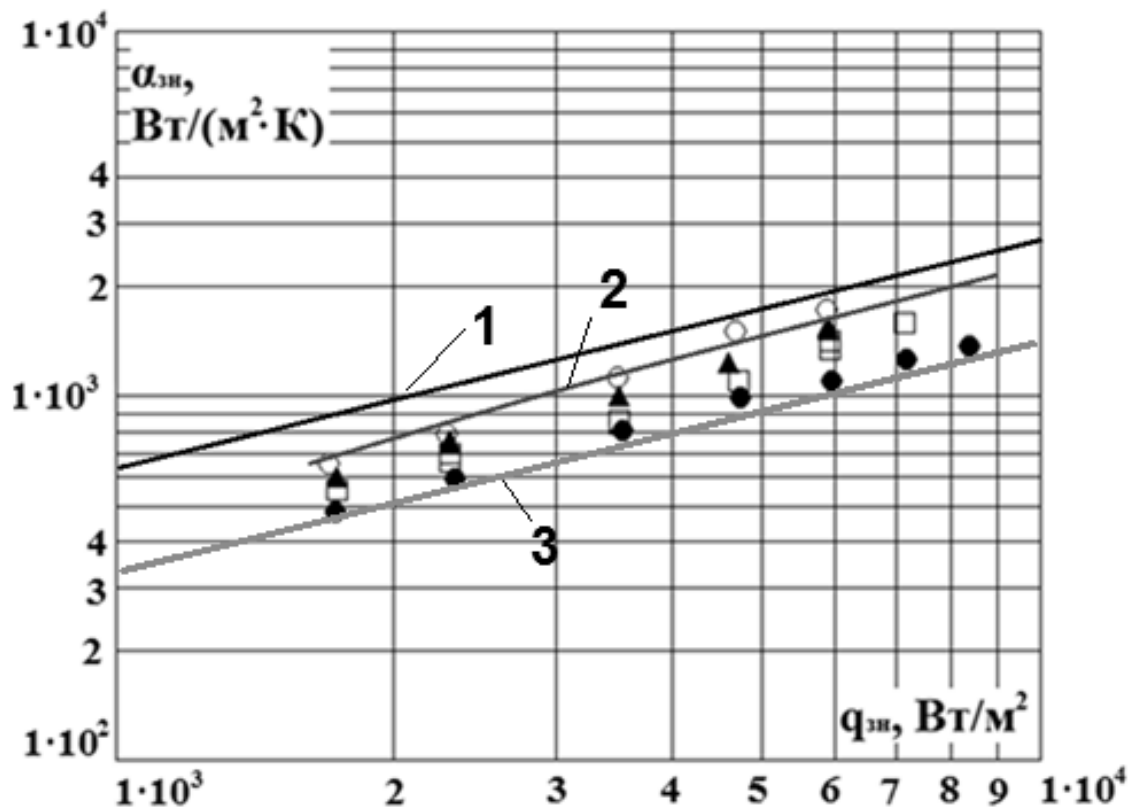
Дана залежність (5.1) дає можливість розрахувати граничну густину теплового потоку в діапазоні температур насиченої пари робочої рідини від +30 °С до +90 °С, геометричних параметрах зони нагріву АКТТ $d_{\text{п}}/L_{\text{зн}} = 0,002 \dots 0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною ТТ $\varepsilon = 0,2 \dots 0,8$ і кута нахилу $\varphi = 15 \dots 90^\circ$ (в формулі (5.1) в радіанах). Похибка розрахунку не перевищує $\pm 22\%$.

5.1.8. Дослідження інтенсивності теплообміну при кипінні.

В ході експериментальних робіт були отримані величини коефіцієнтів теплообміну в зоні випаровування АКТТ, що дають можливість визначити термічний опір теплообміну в зоні нагріву. Було показано, що вибір робочої рідини має велике значення, так як його властивості істотно впливають на інтенсивність теплообміну в зоні випаровування.

Результати експериментів, що були проведені по дослідженню впливу температури насиченої пари н-пентана на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву представлені на рис. 5.17. Дані, що представлені на рисунку були отримані на АКТТ з довжиною зони нагріву 0,25...1,68 м, діаметром парового простору 0,0035...0,0086 м, кутом нахилу 60° відносно горизонту і коефіцієнтом заправки теплоносієм $\varepsilon_{\text{т}} = 0,27$ від всього об'єму канавок АКТТ. Як видно із рисунку ріст температури (тиску) насиченої пари робочої

рідини призводить до росту коефіцієнту тепловіддачі в зоні нагріву. Такий підхід $\bar{\alpha}_{\text{зн}} = f(P_{\text{п}})$ пояснюється тим, що з ростом тиску зменшується величина радіусу елемента, який при даному значенні перегріву Δt може являтися центром зародження парової фази. Отже, з ростом тиску полегшуються умови зародження парових бульбашок на поверхні нагріву. При зниженні тиску, навпаки, поверхня збіднюється центрами пароутворення, тому для зародження на ній парових бульбашок даного радіусу потрібно більш високий перегрів рідини або більш високе значення питомого теплового потоку.



● – $t_{\text{п}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($P_{\text{п}} = 1,48\text{ бар}$); □ – $t_{\text{п}} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($P_{\text{п}} = 1,85\text{ бар}$);

▲ – $t_{\text{п}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($P_{\text{п}} = 2,31\text{ бар}$); ○ – $t_{\text{п}} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($P_{\text{п}} = 2,95\text{ бар}$);

1 – розрахунок формулою Лабунцова для в.о. ($P_{\text{п}} = 2,95\text{ бар}$) [3];

2 – розрахунок за критеріальною залежністю (5.2) ($P_{\text{п}} = 2,95\text{ бар}$);

3 – розрахунок за критеріальною залежністю ($P_{\text{п}} = 2,95\text{ бар}$) [244].

Рис. 5.17. Залежність інтенсивності тепловіддачі при кипінні в зоні нагріву АКТТ від підведеної густини теплового потоку

Також необхідно відмітити, що з ростом густини теплового потоку ступінь впливу тиску знижується. Це можна пояснити зменшенням перегріву при рості тиску, необхідного для початку кипіння рідини. По мірі росту густини теплового потоку (або перегріву поверхні нагріву) кипіння починається спочатку на нижній поверхні, а потім на всій поверхні. Проте очевидно, що для кожного тиску існує граничний перегрів поверхні $\Delta t_{гр}$, починаючи з якого переважна кількість центрів пароутворення оребреної поверхні стають активними. При $\Delta t > \Delta t_{гр}$ активуються центри дуже малих розмірів кількість яких відносно невелика.

Інтенсивність тепловіддачі при кипінні залежить також і від теплофізичних властивостей робочої рідини, які по мірі зміни тиску (і температури) насичення суттєво змінюється. З ростом коефіцієнта теплопровідності рідини тепловіддача збільшується, оскільки основний потік тепла від стінки сприймається рідиною, а не паровою фазою. Зі збільшенням в'язкості тепловіддача, навпаки, зменшується, так як зменшується інтенсивність перемішування рідини, що обумовлена пароутворенням. В цілому залежність α від p для різних робочих рідин різна.

Аналіз інтенсивності тепловіддачі при кипінні н-пентану в АКТТ показав, що підвищення температури/тиску насиченої пари призводить до інтенсифікації теплообміну при кипінні на 8...10 % при збільшенні $T_{п}$ на кожні 10 °С.

При узагальненні отриманих експериментальних даних з інтенсивності теплообміну при кипінні в АКТТ була отримана критеріальна залежність:

$$\overline{Nu}_1 = 1,42 \cdot 10^{-3} \cdot Pe_1^{0,67} \cdot Pr^{1,0} \cdot K_p^{0,75}, \quad (5.2)$$

$$\alpha_{zn} = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \lambda_p}{1}.$$

Безрозмірні критерії Пекле, Прандтля і тиску визначається по наступним залежностям:

$$Pe = \frac{q_{\text{зн}}}{r \cdot \rho_{\text{n}} \cdot v} \cdot l \cdot \frac{v}{a},$$

$$Pr = \frac{v}{a},$$

$$K_p = \frac{P_{\text{n}}}{(\sigma \cdot g \cdot (\rho - \rho_{\text{n}}))^{0.5}}.$$

Тут визначальною є температура насиченої пари теплоносія t_{n} .

Характерним розміром є капілярна стала $l = \left(\frac{\sigma}{g \cdot (\rho - \rho_{\text{n}})} \right)^{0.5}$. Дану залежність можна використати для розрахунку інтенсивності теплообміну при розвиненому кипінні в АКТТ (при роботі в режимі термосифона) таких робочих рідин як н-пентан, ацетон, метанол, етанол, фреон 113, фреон 141 в діапазоні густин теплових потоків $1 \cdot 10^3 \dots 3 \cdot 10^4$ Вт/(м·К), температурах насиченої пари робочої рідини + 30...+ 100 °С.

На рис. 5.17 представлені розрахункові данні отримані по залежності (5.2), формулі Лабунцова для великого об'єму [3] і формулою представленою в роботі [152] при температурі насиченої пари н-пентану 70°С. Всі залежності в достатній мірі точно описують отримані експериментальні данні, але похибка за критеріальною залежністю (5.2) у 1,5 рази менша ніж у формули Лобунцова і складає ± 18 %.

5.2. Комбінований сонячний колектор.

5.2.1. Дослідження ефективності КСК.

На рис. 5.18 показані зведені залежність теплової і електричної ефективності КСК від параметра X (відношення різниці температури поверхні абсорбера КСК і навколишнього середовища до густини падаючого теплового потоку). Як видно із рисунка експериментальні данні апроксимуються прямими з точністю ± 12 %, що знижуються по мірі росту X . Електрична і тепла ефективність мають різних характер зміни, так як параметр X являється мірою, що характеризує температурний режим КСК. З

ростом температури поверхні абсорбера (ріст X) зменшується ККД КСК. Електрична ефективність зменшується в результаті зміни концентрації носіїв електричного заряду в ФЕП, а теплова – в результаті росту теплових втрат з поверхні абсорбера, що веде до зменшення кількості перетворення корисної теплоти.

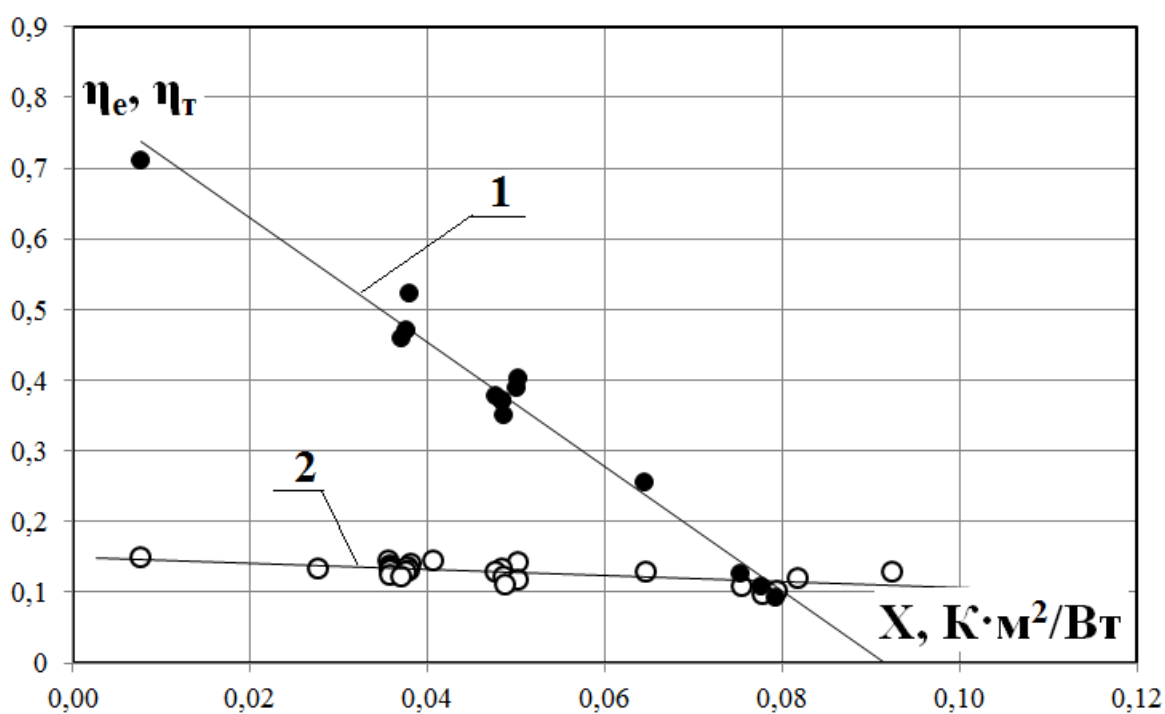


Рис. 5.18. Залежність ефективності КСК від параметру X : 1 – теплова ефективність; 2 – електрична ефективність.

Даний графік дає змогу оцінити в повній мірі співвідношення виробленої теплової і електричної енергії в широкому діапазоні теплового режиму роботи КСК.

Для оцінки і порівняння особливостей роботи КСК із звичайною ФЕБ були проведені експериментальні дослідження і отримані дослідні дані вольт-амперних характеристик обох сонячних систем. На рис. 5.19 показана залежність зміни вихідних електричних потужностей цих дослідних зразків від вихідного електричного навантаження в системі. В обох дослідних зразках використовувалися кремнієві фотоелементи з поглинаючою поверхнею 125×125 мм. Площа поверхні абсорбера складала $0,5 \text{ м}^2$. Як видно

із рисунку, максимальна потужність звичайної ФЕБ і КСК при середній температурі поверхні ФЕП $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $58\text{ }^{\circ}\text{C}$ майже однакова і знаходиться в області $51\ldots 54\text{ Вт}$ (криві 1, 2). Якщо ж порівняти максимальні електричні потужності КСК при $t_{\text{ФЕП}} = 41\text{ }^{\circ}\text{C}$ і при $t_{\text{ФЕП}} = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$ то отримаємо, що зменшення середньої температури поверхні ФЕП на $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ в цілому призвело до підвищення її ефективності на $10,2\%$. Іншими словами, аналізуючи отримані дані по електричним характеристикам КСК можна сказати, що з ростом $t_{\text{ФЕП}}$ максимальна електрична потужність КСК зменшується в такій пропорції – $0,36\text{ Вт}/^{\circ}\text{C}$.

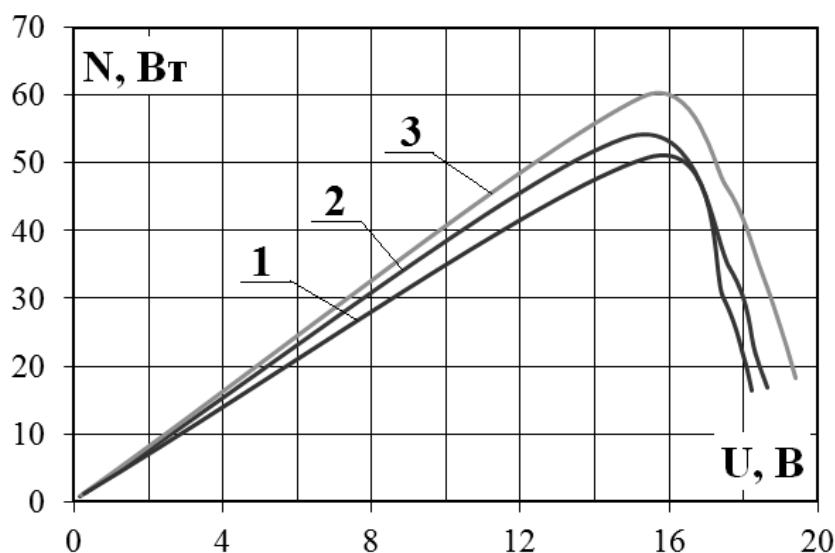


Рис.5.19. Графік залежності зміни електричної потужності КСК та фотоелектричної батареї (кут нахилу 45° відносно горизонту):

- 1 – фотоелектрична батарея ($t_{\text{ФЕП}} = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$); 2 – КСК ($t_{\text{ФЕП}} = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$);
3 – КСК ($t_{\text{ФЕП}} = 41\text{ }^{\circ}\text{C}$). Густина сонячного випромінювання $850\text{ Вт}/\text{м}^2$.

Аналізуючи отримані дані по дослідженню КСК з АКТТ можна сформулювати наступні висновки:

- розроблений підхід нової конструкції КСК і реалізований в дослідних зразках не поступається аналогам, що існують в світі;
- використання АКТТ в конструкції КСК призводить до покращення умов роботи ФЕП і їх температурного режиму, що призводить до підвищення їх електричної ефективності.

В роботі були проведені дослідження по впливу конструктивних елементів на роботу КСК, а саме захисного скла. На дослідному зразку КСК були проведені експериментальні дослідження з наявністю скла та без нього. Отримані результати представлені на рис. 5.20.

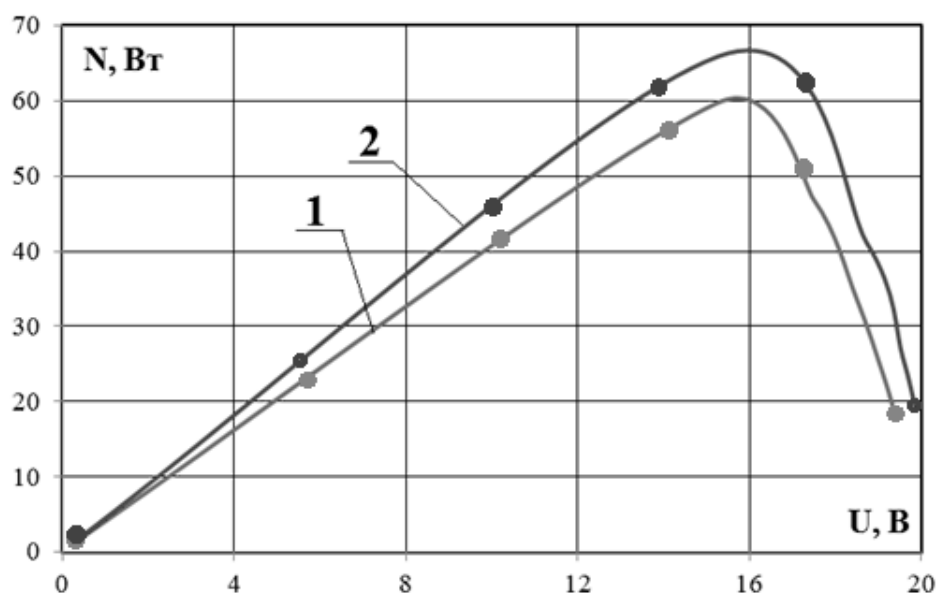


Рис. 5.20. Вплив наявності скла на ефективність КСК: 1 – КСК із захисним склом ($t_{\text{ФЕП}} = 41\text{ }^{\circ}\text{C}$); 2 – КСК без захисного скла ($t_{\text{ФЕП}} = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Як видно відсутність захисного скла призводить до збільшення електричного ККД КСК на 6,3 % в порівнянні з КСК із склом (ККД зростає з 0,145 до 0,165). Це на сам перед обумовлено збільшенням інтенсивності теплових втрат випромінюванням і конвекцією, що призводить до зниження робочої температури ФЕП, і також прямим попаданням сонячного випромінювання на робочу поверхню ФЕП. Якщо збільшення інтенсивності втрат призводить до збільшення електричного ККД КСК, то за рахунок втрати тепла тепловий ККД КСК зменшується по результатам експерименту з 0,71 до 0,63 при відсутності захисного скла, або загалом на 11,3 %.

5.2.2. Порівняння конструкцій комбінованих сонячних колекторів з двома типами теплообмінників.

В результаті проведення випробувань КСК в лабораторних умовах були отримані значення температур, встановлених на поверхні КСК, на вході

та виході з теплообмінника, термометру, що вимірював температуру навколишнього повітря, витратоміра, піранометра, амперметра та вольтметра, що були включені в електричне коло КСК.

Експерименти в стаціонарних умовах роботи КСК проводилися для витрат води $1,67 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $3,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $5,83 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $8,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с, $1,67 \cdot 10^{-2}$ кг/с. На кожному рівні витрат води були отримані точки для різних рівнів променевого теплового потоку: 300 Вт/м², 400 Вт/м², 500 Вт/м², 600 Вт/м², 700 Вт/м², 800 Вт/м², 900 Вт/м².

Параметр X характеризує втрати теплоти конвекцією повітря та ефективність відведення теплоти від поверхні абсорбера. Результати представлені на рис. 5.21.

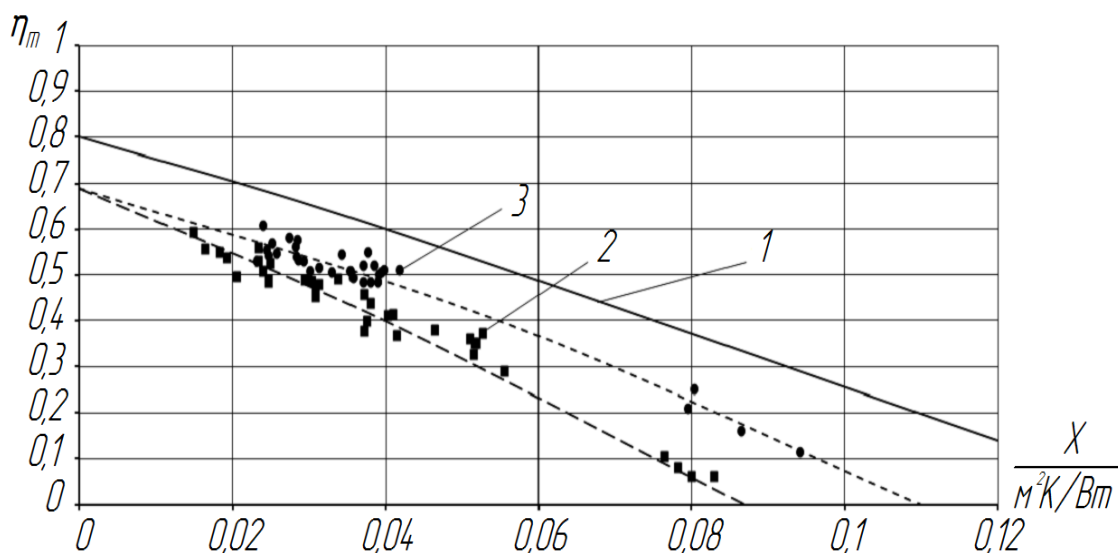


Рис. 5.21. Залежність теплового ККД сонячного колектору від параметра X : 1 – тепловий сонячний колектор на теплових трубах, 2 – комбінований сонячний колектор з теплообмінником першого типу, 3 – комбінований сонячний колектор з теплообмінником другого типу.

Як бачимо з рис. 5.21, ККД комбінованого сонячного колектора приблизно на 10 % нижчий в порівнянні із звичайним тепловим колектором на теплових трубах. Це пояснюється термічним опором, який створюють фотоелементи, які розташовані на поверхні теплових труб.

Застосування теплообмінника плоскої конструкції (другого типу – плоского) дозволило збільшити тепловий ККД колектору та крива ефективності має менший кут нахилу, в порівнянні з кривою ефективності для КСК з теплообмінником трубчастої конструкції (першого типу – трубчастого). Так в області параметра X від 0,02 до 0,04 $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, яка відповідає умовам реальної експлуатації, тепловий ККД вдалося збільшити на 5...10 %.

Крайня точка при $X = 0 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ відповідає ідеальним умовам роботи колектора, коли теплота від поверхні абсорбера відводиться без втрат, та температура поверхні не збільшується в ході роботи та дорівнює температурі оточуючого повітря. ККД в цій точці визначається лише оптичними характеристиками поглинаючої поверхні, тому для обох колекторів криві ефективності сходяться в одній точці. Для отримання точок в області великих значень параметра X були проведені випробування при малих витратах води ($1,67 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$). В таких умовах теплота відводиться недостатньо ефективно, температура поверхні зростає, що призводить до збільшення теплових втрат та суттєвому зниженню ККД.

В результаті проведення експериментів в нестационарних умовах були отримані дані з зміни температури поверхні КСК та води на вході та виході з теплообмінника у часі. Випробування були поділені на дві частини: цикл нагріву та цикл охолодження. Для оцінки інерційності колектору, тобто швидкості його реагування на змінення зовнішніх умов, була знайдена постійна часу КСК τ_k . Для цього результати експерименту були представлені у вигляді залежності параметра $Y(\tau)$ від часу τ . Параметр $Y(\tau)$ обчислювався за залежністю (4.1).

Результати розрахунку представлені на рис. 5.22.

Для знаходження постійної часу τ_k результати двох експериментів, що відповідали нагріву і охолодженню колектора, були осереднені. В результаті:

$$\tau_k = 531 \text{ с.} \quad (5.4)$$

В результаті випробувань фотоелектричної частини КСК були отримані значення напруги та сили струму в електричному колі колектору при різних зовнішніх умовах та опорах на резистивних елементах електричного кола.

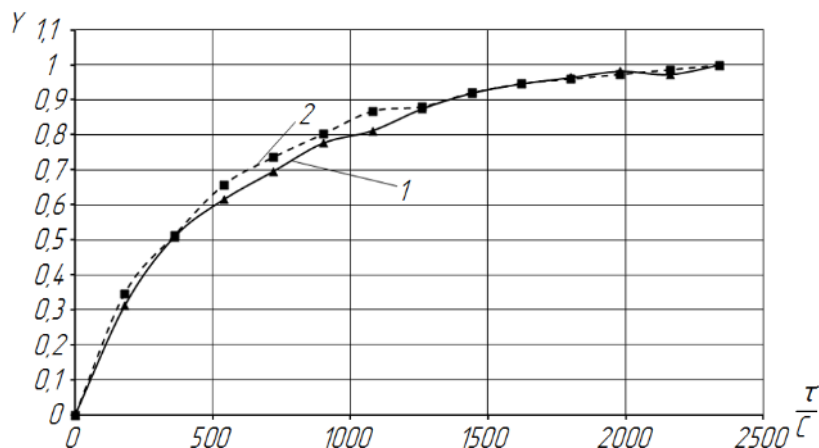


Рис. 5.22. Залежність параметра Y від часу: 1 – нагрів КСК, 2 – охолодження КСК.

Випробування фотоелектричної частини КСК були проведені таким чином, щоб температура поверхні абсорбера для кожного етапу експерименту підтримувалась на постійному рівні. Для проведення випробувань були обрані три рівні температур: 44 °С, 70 °С та 90 °С. Густина променевого теплового потоку була встановлена на рівні 900 Вт/м². Температура абсорбера 44 °С відповідає нормальним умовам роботи КСК, при витраті води на вході в теплообмінник $1,67 \cdot 10^{-2}$ кг/с.

При малій витраті води, на рівні $3,3 \cdot 10^{-3}$ кг/с, температура абсорбера досягає 70 °С. При вимкненій циркуляції води, тобто роботі КСК в режимі звичайної фотоелектричної батареї, температура поверхні досягає 90 °С.

В результаті були отримані вольт-амперні характеристики для трьох рівнів температури поглинаючої поверхні комбінованого сонячного колектора, які представлені на рис. 5.23.

Електрична потужність фотоелементів для кожної точки була знайдена як добуток сили струму та напруги. В результаті була побудована залежність

електричної потужності фотоелементів від напруги в електричному колі, яка представлена на рис. 5.24.

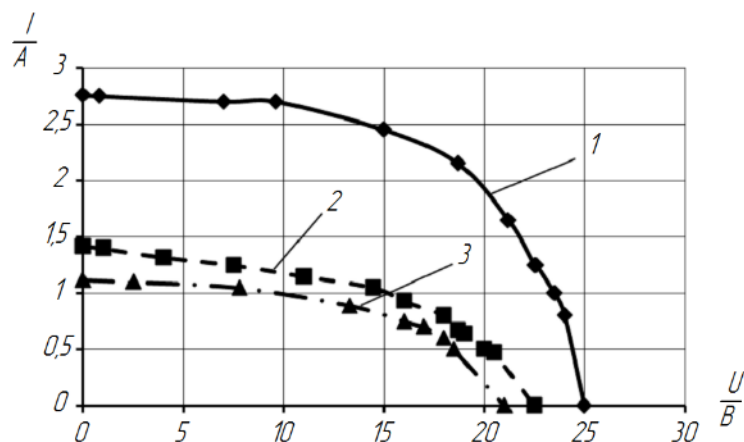


Рис. 5.23. Вольт-амперна характеристика КСК:

1 – температура абсорбера 44 °С; 2 – температура абсорбера 70 °С;
3 – температура абсорбера 90 °С ($E = 600 \text{ Вт/м}^2$).

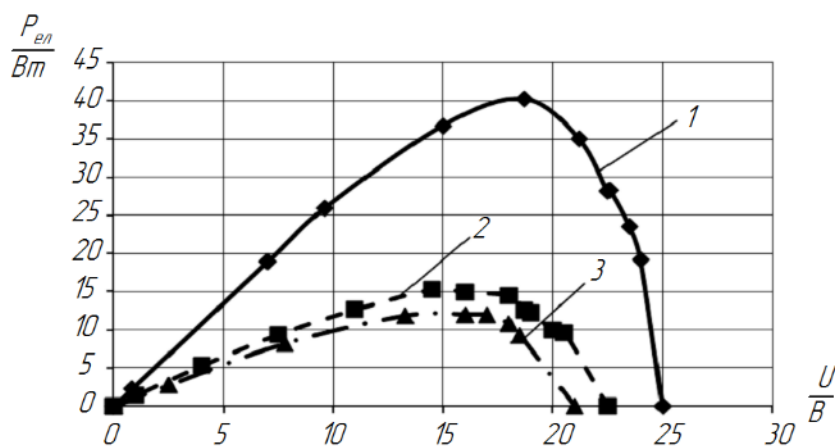


Рис. 5.24. Залежність електричної потужності КСК від напруги:

1 – температура абсорбера 44 °С; 2 – температура абсорбера 70 °С;
3 – температура абсорбера 90 °С ($E = 600 \text{ Вт/м}^2$).

Результати показали, що при реальній експлуатації КСК можливо підвищити електричне ККД фотоелектричної частини КСК до 16,5 % і вище. При цьому тепловий ККД комбінованого сонячного колектора падає в порівнянні з тепловим колектором на 14...17 %.

В ході експериментів також були отримані дані з перепаду тисків в теплообмінниках КСК при різних витратах води, для того щоб оцінити їх гідравлічний опір. Результати представлені на рис. 5.25.

Таким чином, застосування теплових труб для концентрації теплового потоку та його відведення за рахунок компактних теплообмінників дає можливість значно зменшити гідравлічний опір в порівнянні із звичайним проточним плоским тепловим сонячним колектором, де рідина циркулює під всією поверхнею абсорбера. Гідравлічний опір трубчастого теплообмінника (першого типу) майже в 3 рази більший в порівнянні з плоским теплообмінником (другого типу). Це пояснюється великим місцевим опором в місці повороту потоку, де встановлювався гнучкий шланг для з'єднання двох ходів теплообмінника.

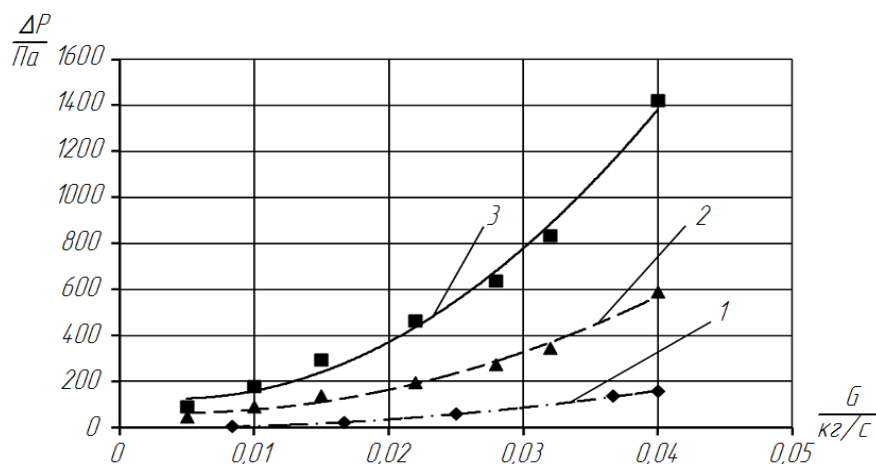


Рис. 5.25. Залежність перепаду тисків в КСК від витрат теплоносія: 1 – КСК з плоским теплообмінником (другого типу);
2 – КСК з трубчастим теплообмінником (першого типу);
3 – проточний плоский тепловий сонячний колектор.

Низьке значення опору, яке було досягнуте шляхом застосування теплообмінника плоскої конструкції, має велике значення при експлуатації КСК в багатомодульній схемі, поглинальна площа в якій може досягати 50 м² і більше, зокрема при інтеграції установки на фасад будинку.

5.2.3. Аналіз ефективності КСК на основі АКТТ.

Аналіз проводився в порівнянні ефективності КСК зі звичайним аналогічним за площиною СК та ФЕБ (рис. 5.26).

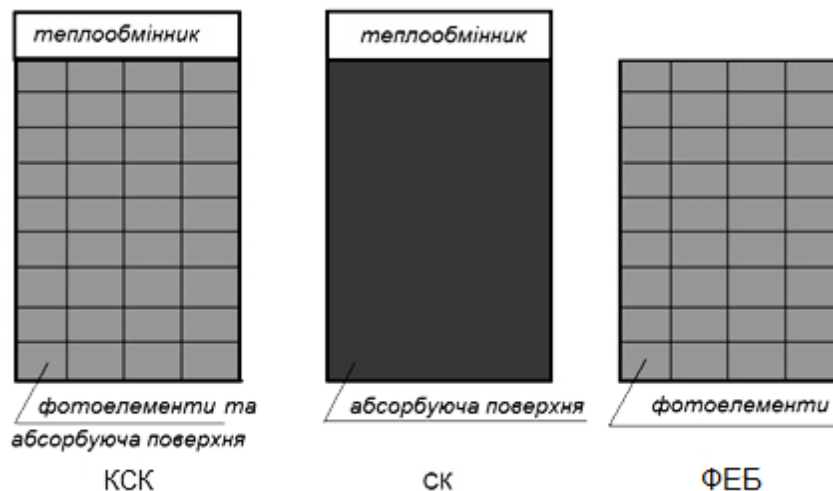


Рис. 5.26. Схеми КСК, плоский СК та ФЕБ

Теплова ефективність КСК нижче в порівнянні зі звичайним СК. Це визначається додатковим оптичним покриттям фотоелементів, що зменшує коефіцієнт C_0 , та додатковим термічним опором між тепловими трубами та абсорбером за рахунок фотоелементів та клейовій композиції, що підвищує коефіцієнти C_1 та C_2 .

Для електричної частини КСК та ФЕБ вихідні дані для ефективності однакові. Порівняння електричної ефективності КСК ФЕБ визначається тільки температурою фотоелементів.

На рис. 5.27 наведено порівняння теплової ефективності СК та теплової ефективності КСК. Рисунок відображає зниження ефективності теплової частини КСК за рахунок додаткового термічного опору шару фотоелементів та клейової композиції, а також додаткового шару, який знижує оптичні характеристики (що обумовлено використанням прозорого матеріалу для захисту фотоелементів). Але також необхідно брати до уваги, що в КСК частина сонячної енергії в шарі фотоелементів йде на перетворення в електричну.

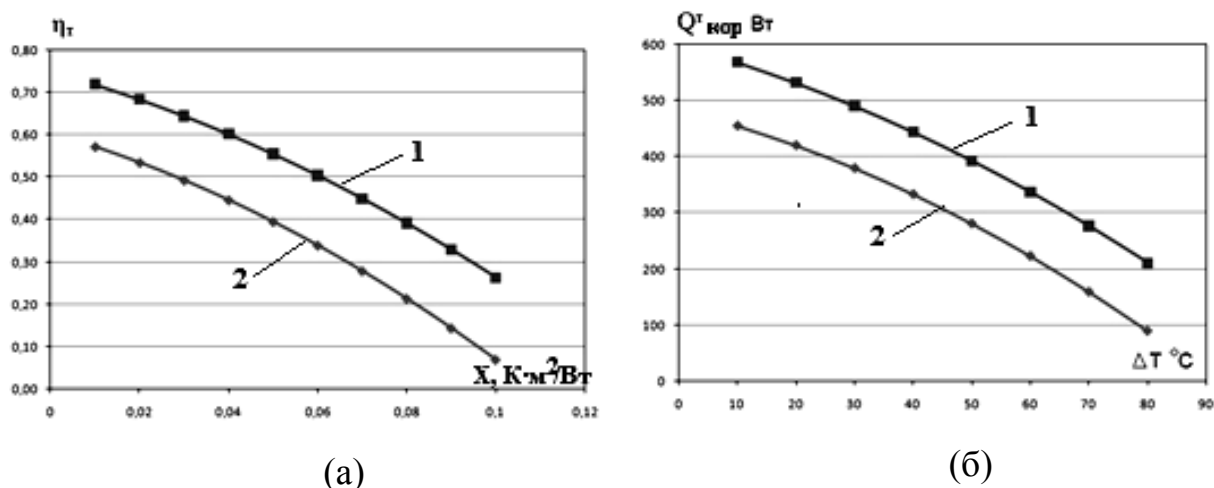


Рис. 5.27. Порівняння теплової ефективності КСК (1) та звичайного СК (2): а – залежність ефективності від X ($E = 800 \text{ Вт/м}^2$); б – залежність корисного теплового потоку з 1 м^2 від різниці температур абсорбуючої поверхні та навколишнього середовища.

За графіками можна зробити висновок, що при порівнянні рівнозначних систем з КСК та звичайними тепловим СК, СК дає значно більш теплової енергії. Так, наприклад, при різниці температур $60^\circ C$ звичайний СК дає теплової енергії на 35 % більше ніж КСК. Але знову треба зауважити, що в КСК частина енергії перетворюється в електричну.

Таким чином для підвищення ефективності теплової частини слід приділити увагу:

- зменшення термічного опору між фотоелементами та тепловими трубами;
- вибору фотоелементів з високими оптичними характеристиками не тільки у видимому спектрі, а і у тепловому;
- вибір прозорого матеріалу для захисту фотоелементів з високим значенням коефіцієнта пропускання.

Якщо ми порівнюємо КСК зі звичайною ФЕБ (рис. 5.28), то ефективність та кількість отриманої енергії при однакових умовах, перш за все при однаковій різниці температур між абсорбуючою поверхнею та

навколишнім середовищем є однаковою. Так як у цьому випадку показники ефективності визначаються ефективністю фотоелементів.

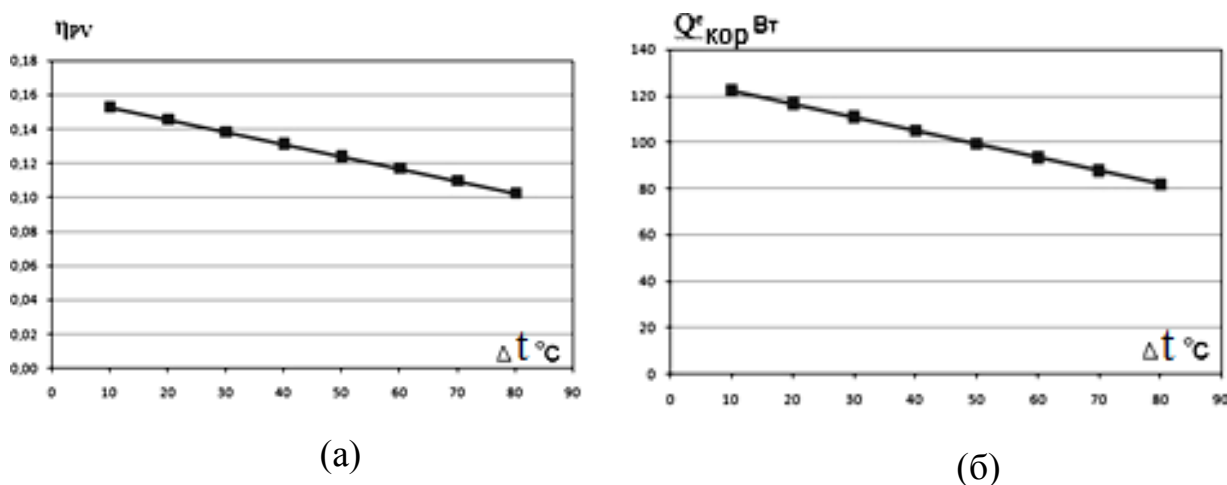


Рис. 5.28. Електрична ефективність КСК та звичайної ФЕБ при $E = 800 \text{ Вт/м}^2$ та температурі навколишнього середовища 20°C : а – залежність ефективності від різниці температур абсорбуючої поверхні та навколишнього середовища; б – залежність корисного електричної енергії з 1 м^2 від різниці температур абсорбуючої поверхні та навколишнього середовища.

Але найбільш детальний аналіз ефективності КСК по відношенню до звичайного СК та ФЕБ можна провести при розрахунку ексергії технічних рішень. Аналіз наведено на рис. 5.29 при густині сонячного потоку 800 Вт/м^2 . Такий підхід більш детально відображає ефективність перетворення енергії.

На перший погляд КСК має більш низьку ефективність чи ексергію ніж роздільна система СК та ФЕБ. Так наприклад, при різниці температур між абсорбуючою поверхнею та навколишнім середовищем 50°C (тобто при температурі навколишнього середовища 20°C і температурою абсорбуючої поверхні 70°C), що є звичайним для Південних регіонів України, особливо в літку, ексергія КСК на 13,5 % нижча.

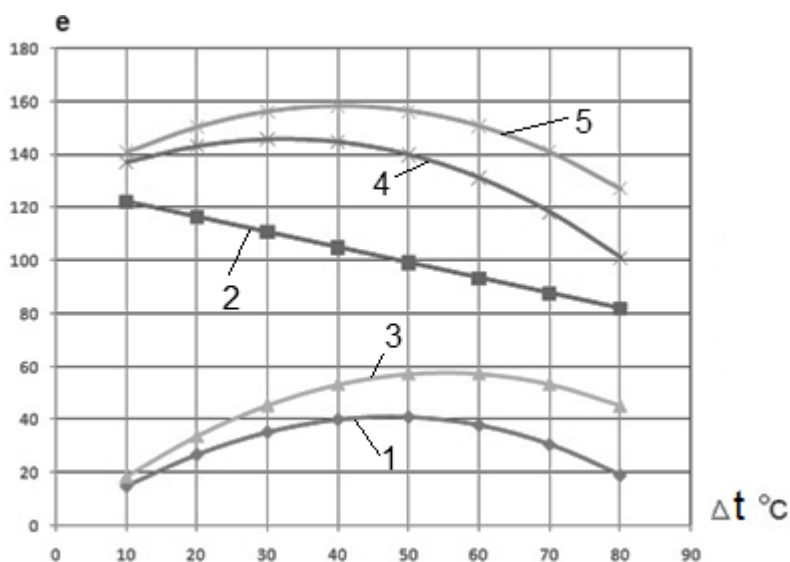


Рис. 5.29. Ексергетичний аналіз теплової, електричної частини і всього КСК модулю, звичайного СК, звичайної ФЕБ та сумарної роздільної системи СК плюс ФЕБ: 1 – теплова ексергія КСК; 2 – електрична ексергія КСК і ФЕБ; 3 – теплова ексергія СК; 4 – загальна ексергія КСК; 5 – загальна ексергія ФЕБ і СК.

Але слід зазначити два важливі фактори використання КСК:

1. Охолодження фотоелементів при перетворенні сонячної енергії в теплову. Таким чином, при рівних навколишніх умовах фотоелементи КСК будуть функціонувати у відмінному температурному режимі від звичайної ФЕБ. При цьому їх ефективність буде вище. Наприклад (див. рис. 5.30), ми маємо температуру на абсорбуючій поверхні ФЕБ 70 °C (температура фотоелементів), а при таких умов КСК працює в режимі охолодження фотоелементів і їх температура дорівнює 30 °C. При цьому теплова складова КСК та СК працює в рівних умовах – температура абсорбуючій поверхні теж дорівнює 30 °C. Загальна ексергія від КСК у цьому випадку буде вище на 14 %: 138 для КСК та 118 для СК і ФЕБ (18 і 100 відповідно). При підвищенні температури абсорбуючій поверхні КСК, що визначається перш за все загальною температурою у накопичувальному бойлері, ця різниця буде зменшуватись (див. рис. 5.30).

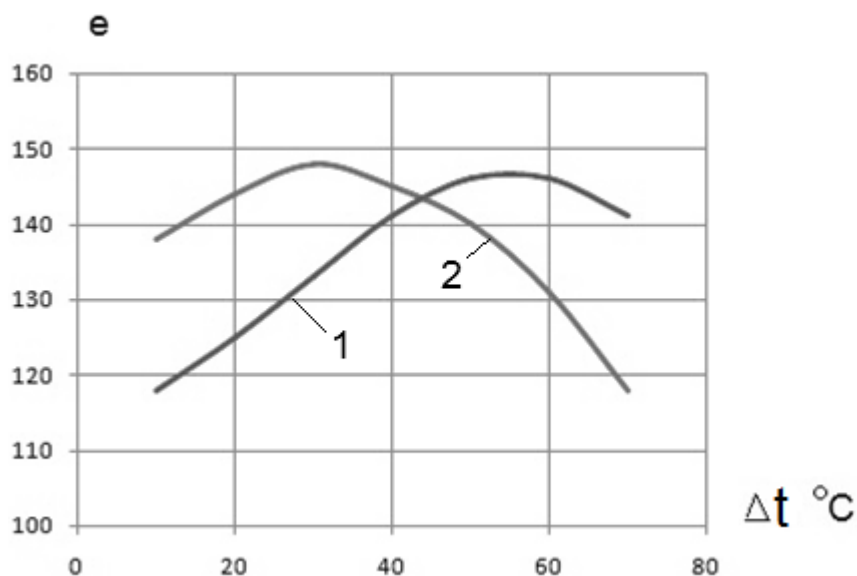


Рис. 5.30. Порівняння ексергії роздільних СК і ФЕБ (1) та КСК з 1 м^2 поверхні при $E = 800 \text{ Вт/м}^2$, фіксованій температурі абсорбуючої поверхні ФЕБ 70 °C та температурі навколишнього середовища 20 °C .

Таке порівняння показує, що найбільш продуктивне функціонування КСК є діапазон температур абсорбуючої поверхні до 60 °C . Але навіть при температурі абсорбуючої поверхні КСК 60 °C температура води в накопичувальному бойлері буде не більше 45 °C . Що є замалою для гарячого водопостачання (ГВП) і тим більше для системи опалення. З одного боку підвищення рівня нагріву води у бойлері є позитивним для системи ГВП та опалення, але призводить до зниження продуктивності системи з КСК. З цього боку, найбільш ефективним є використання КСК для попереднього нагріву води для систем ГВП та опалення з максимальною додатковою виробітком електроенергії. Таке рішення може бути розглядатись, як складова фасаду чи даху будівлі.

Основний висновок – найбільш оптимальний режим функціонування КСК при значеннях $30 \dots 50 \text{ °C}$ температурного перепаду між абсорбуючою поверхнею та навколишнім середовищем. Крім того, ми маємо більш ефективну роботу КСК в порівнянні з роздільними СК та ФЕБ при низьких температурах на абсорбуючій поверхні (нижче 50 °C) і зазвичай при більш

високих значеннях сонячного потоку (на цьому факті ми не будемо зупинятися, так як робота систем в залежності від густини сонячного потоку є однаковою – чим вище сонячний потік тим ефективніше працює КСК, СК чи ФЕБ).

2. До цього ми розглядали порівняння КСК та роздільних СК і ФЕБ з однакової площею. Що є коректним для таких порівнянь. Але в дійсності ми маємо умови загальної можливої площі, яку можливо виділити під інсталяцію елементів сонячної системи. Тут виявляється ще один факт на користь КСК. При проектуванні сонячної системи на його основі є економія поверхні. Тобто можливо більш оптимальне використання площі ніж роздільними системами СК і ФЕБ. Такий енергетичний аналіз приводиться на рис. 5.31.

Тобто в реальних умовах ми можемо встановити 1 м^2 поверхні КСК при заданій площі 1 м^2 , але ми не можемо встановити ФЕБ та СК з площею кожного 1 м^2 , а тільки наприклад, $0,5 \text{ м}^2$ для ФЕБ і $0,5 \text{ м}^2$ для СК. Таким чином, в реальних умовах ми маємо більш ефективну роботу КСК. Крім того, в цьому випадку ми можемо підвищувати ефективність за рахунок конструктивних особливостей. Наприклад, довжиною теплових труб. Особливе значення в цьому випадку має коефіцієнт заповнення фотоелементами абсорбуючої поверхні. Якщо у звичайній ФЕБ коефіцієнт заповнення максимальний, то в КСК він менший. Це пояснюється наявністю зони, яку займає теплообмінник КСК на основі АКТТ. І це є недоліком КСК на теплових трубах по відношенню зі звичайними КСК конструкціями та звичайними ФЕБ.

Так при довжині теплових труб 1340 мм від дорівнює 0,75 (варіант 1), а при 2340 мм він вже дорівнює 0,85 (варіант 2). Це забезпечує і підвищення різниці в ефективності КСК системи в порівнянні з роздільними системами з СК та ФЕБ. Так при різниці між температурою абсорбуючої поверхні та

температури навколишнього середовища 10 °C у першому випадку КСК дозволяє отримати на 26 % більш енергії, а у другому випадку на 30 %.

Але слід зазначити в такій залежності є оптимальна довжина АКТТ. І перш за все вона залежить від конструкції теплообмінника, що визначається тепловою потужністю, яка підводиться до теплообмінника в зоні конденсації ТТ. Чим довжина ТТ більше – тим більше підвід теплоти в зонах конденсації. А це призводить до необхідності створення більш ефективного відводу тепла в теплообміннику, що є обмеженим фактором.

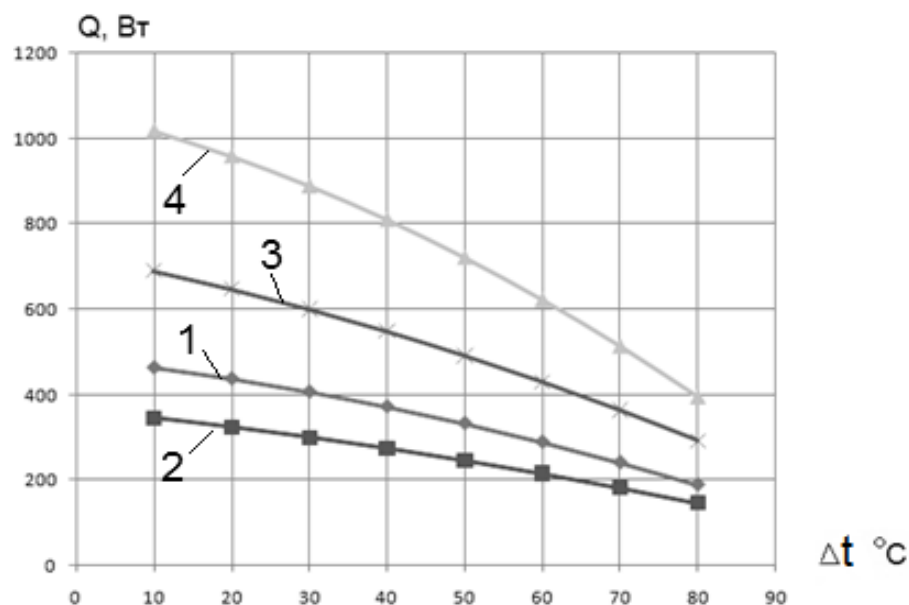


Рис. 5.31. Порівняння сумарної енергії КСК та роздільними СК і ФЕБ при $E = 800 \text{ Вт/м}^2$, температури навколишнього середовища 20 °C та заданій площі фасаду чи даху де може бути інстальована система:

- 1 – КСК (площа 1340×520 мм); 2 – СК і ФЕБ (площа 1340×520 мм);
 3 – КСК (площа 2340×520 мм); 4 – СК і ФЕБ (площа 2340×520 мм).

5.2.4. Дослідження теплової та електричної ефективності КСК на основі АКТТ.

Аналізуючи результати, можна відзначити, що ефективність роботи КСК також як і СК залежить, в основному, від параметра X колектора. Вона збільшується зі зменшенням X , а саме, при збільшенні густини падаючого

сонячного випромінювання E , або зменшенні перепаду температур між теплопоглинаючою поверхнею колектора $t_{\text{тп}}$ і навколишнім середовищем $t_{\text{нс}}$. Іншими словами, чим менше різниця температур поверхні теплообміну і навколишнього середовища, при одному і тому значенні E , тим краще конструкція КСК і більше його ефективність (рис. 5.32).

Порівняння роботи КСК та звичайного СК (рис. 5.32) показує, що ефективність КСК нижче приблизно на 14...17 %, що вперш за все залежить від того, що частина енергії перетворюється в електричну енергію за рахунок фотоелектричних елементів. Але слід зазначити, що є і додаткові втрати за рахунок додатково теплоізоляційного шару ФЕП та клейової композиції, що теж зменшує ефективність КСК. Таким чином, рис. 5.32 яскраво демонструє, що при використанні КСК перш за все ми маємо переваги тільки при додатковому охолодженню ФЕП та можливості в економії поверхні під інсталяцію геліосистеми. Що також було підтверджено розрахунковими даними.

Однак КСК з АКТТ дозволяє підвищити електричну ефективність до 18 % за рахунок охолодження ФЕП, при цьому максимальна електрична потужність КСК складає 135 Вт/м^2 . Разом з електричною енергією, можливо отримати до 457 Вт теплової з 1 м^2 теплопоглинаючої поверхні, при температурі теплоносія на виході $25 \text{ }^\circ\text{C}$ і густині сонячного випромінювання 900 Вт/м^2 (див. табл. 5.1) [127, 128].

Як для СК, одним з важливих показників для КСК є мінімальне значення E , при якому починається нагрівання води у бойлері, а також темп нагріву води (за годину). Експериментальні дані, отримані при випробуваннях КСК на основі АКТТ, який складався з 8 шт. ТТ, з бойлером ємністю 125 літрів, наведені на рис. 5.33. Як показують отримані результати мінімальна густина падаючого на КСК сонячного випромінювання (E), при якій він починає функціонувати дорівнює приблизно 230 Вт/м^2 в порівнянні з СК (200 Вт/м^2). Що і пояснюється більш низькою ефективністю КСК.

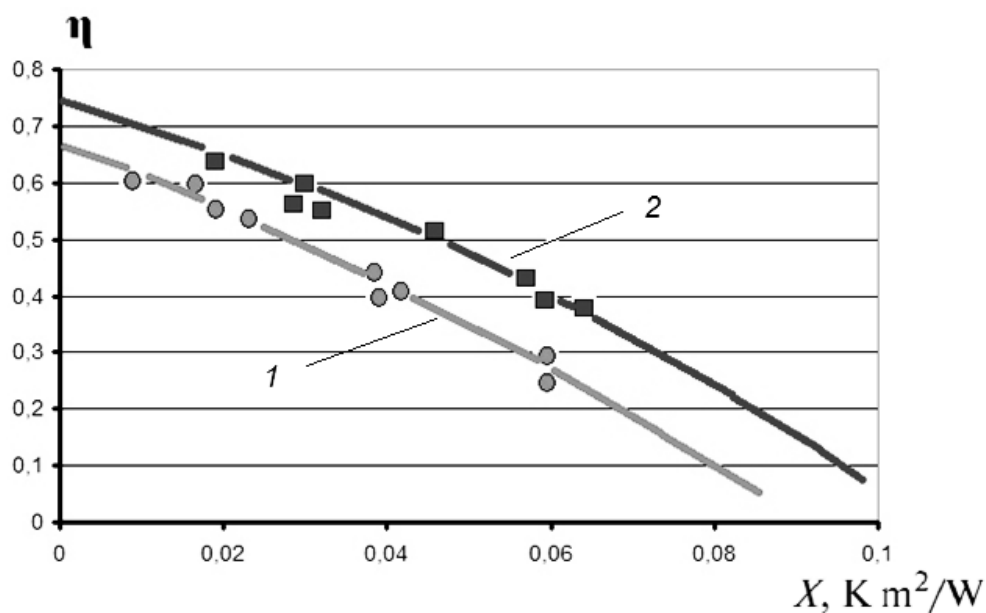


Рис. 5.32. Порівняння теплової ефективності КСК та звичайного СК:
1 – КСК; 2 – СК.

Таблиця 5.1.

Залежність теплової та електричної потужності від температури виходить теплоносія при густині сонячного потоку 900 Вт/м²

Температура вихідного теплоносія, °C	Корисна теплова потужність, Вт/м²	Корисна електрична потужність, Вт/м²
25	457	135
50	323	121
75	243	106

Приклад реальної залежності вихідної електричної потужності КСК від температури фотоелементів наведено на рис. 5.34, а [129, 130]. Також на рис. 5.34, б наведено вплив температури ФЕП на ВАХ (вольт-амперну характеристику) КСК. Результати демонструють підвищення напруги на батареї до 17,8 %, а сила току до 60,7 % при зменшенні температури на фотоелементах від 90 °C до 44 °C (результати отримані при «холостому ході»).

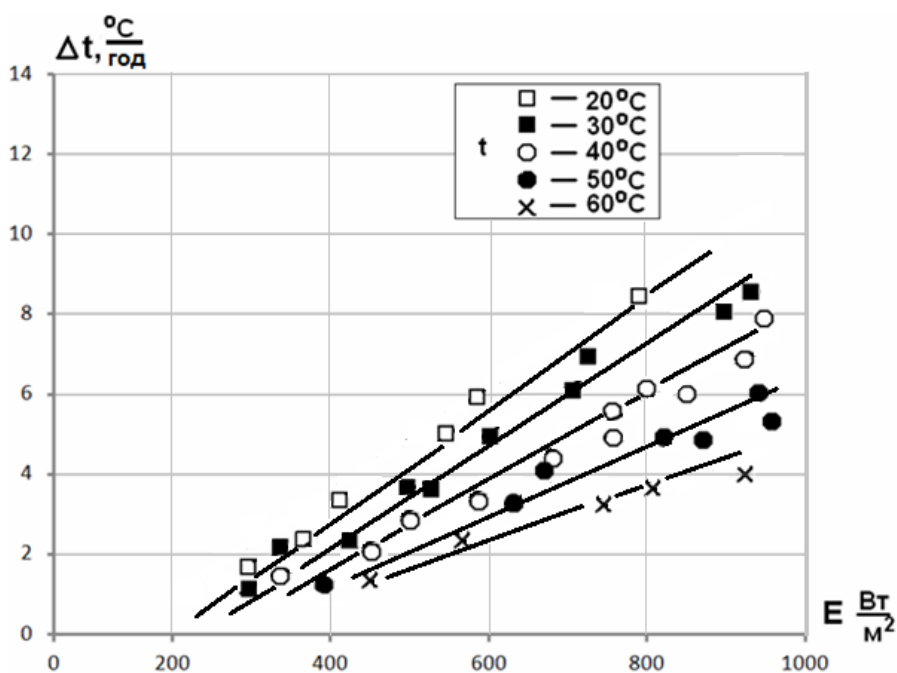
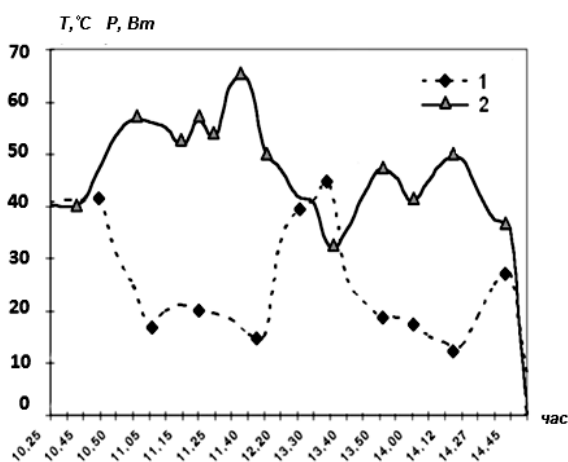
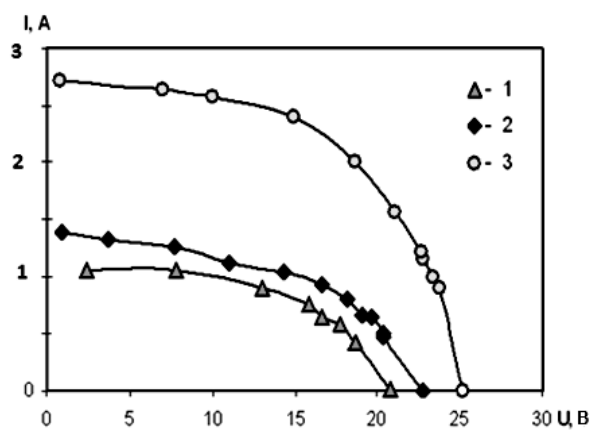


Рис. 5.33. Темп нагріву води (приріст температури води у бойлері за годину) від сумарної густини падаючого сонячного випромінювання та початкової температури води у бойлері.



(а)



(б)

Рис. 5.34. Залежність вихідної електричної потужності КСК від температури ФЕП: а – приклад залежності вихідної потужності від температури фотоелектричних перетворювачів при густині сонячного потоку $E = 900 \text{ Вт/м}^2$: 1 – температура ФЕП, $^{\circ}\text{C}$; 2 – максимальна електрична потужність, Вт; б – залежність ВАХ КСК від температури фотоелектричних перетворювачів при $E = 900 \text{ Вт/м}^2$: 1 – $t = 90^{\circ}\text{C}$; 2 – $t = 70^{\circ}\text{C}$; 3 – $t = 44^{\circ}\text{C}$.

5.2.5. Порівняння результатів чисельного моделювання з експериментальними результатами.

Для порівняння результатів фізичного експерименту та чисельного моделювання, після проведення випробувань КСК в лабораторних умовах, дані, що були отримані з показань термопар, які встановлювалися під поверхнею теплообмінника, були використані в якості граничних умов першого роду в числовій моделі. Результати моделювання та фізичного експерименту представлені на рис. 5.35.

З рис. 5.35 видно, що плоска конструкція теплообмінника дозволяє за однакових граничних умов відводити теплоту на 20...25 % ефективніше, в порівнянні з трубчастим теплообмінником. Результати чисельного моделювання добре узгоджуються з результатами фізичного експерименту, та похибка не перевищує 4,5 %. Це свідчить про адекватність побудованої числової моделі, що дає можливість використовувати обрану методику чисельного моделювання для подальших розрахунків з іншими геометричними та режимними параметрами, з метою виявлення оптимальної конструкції.

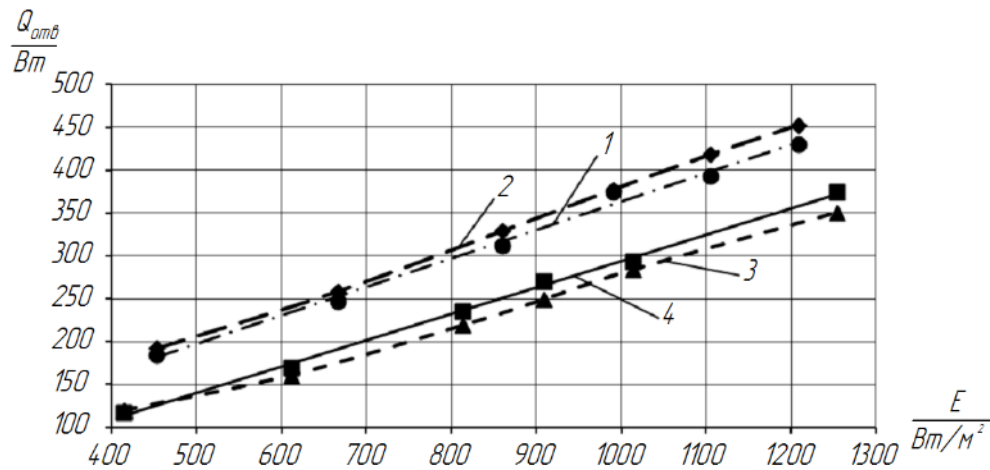


Рис. 5.35. Залежність відведеного теплового потоку в проточному теплообміннику від густини променевого теплового потоку: 1 – результат чисельного моделювання для плоского теплообмінника;
2 – результат фізичного експерименту для плоского теплообмінника;
3 – результат чисельного моделювання для трубчастого теплообмінника;
4 – результат фізичного експерименту для трубчастого теплообмінника.

Розрахунок характеристик КСК за методикою яка представлена в розділі 3 представлений на рис. 5.36. В розрахунку задавалися наступні параметри: $R_{\Pi} = 2,5$ мм, $R_{\text{зов}} = 5$ мм, $L_{\text{зн}} = 1,2$ м, $L_{\text{зк}} = 0,1$ м, $\delta_p = 1$ мм, $E_p = 0,75$, $b_{\text{із}} = 0,1$ м, $L_p = 0,065$ м, $\epsilon_{\text{ск}} = 0,95$, $\epsilon_p = 0,9$, $(\tau\alpha) = 0,95$, $E = 800$ Вт/м², $\lambda_{\text{із}} = 0,05$ Вт/(м·К), $\varphi = 45^\circ$, $R_{\text{АКТТ}} = 0,05$ К/Вт, $R_{\text{зн}} = 0,013$ К/Вт, $T_{\text{вх}} = +20$ °С, $T_{\text{нс}} = +17$ °С. Подібні розрахунки для використання на практиці доцільно представити у вигляді номограми для КСК який складається з АКТТ. На рис. 5.36 представлені два сімейства кривих: зростаючі для залежності $T_{\text{вих}}(n)$ і спадаючі для залежності $\eta(n)$ (n – число ТТ в КСК). Кожна крива відповідає своїй масовій витраті теплоносія для якої побудована відповідна розрахункова крива. Данна діаграма дає можливість по необхідній температурі теплоносія на виході і відповідній витраті визначити потрібну кількість АКТТ і ефективність самого КСК.

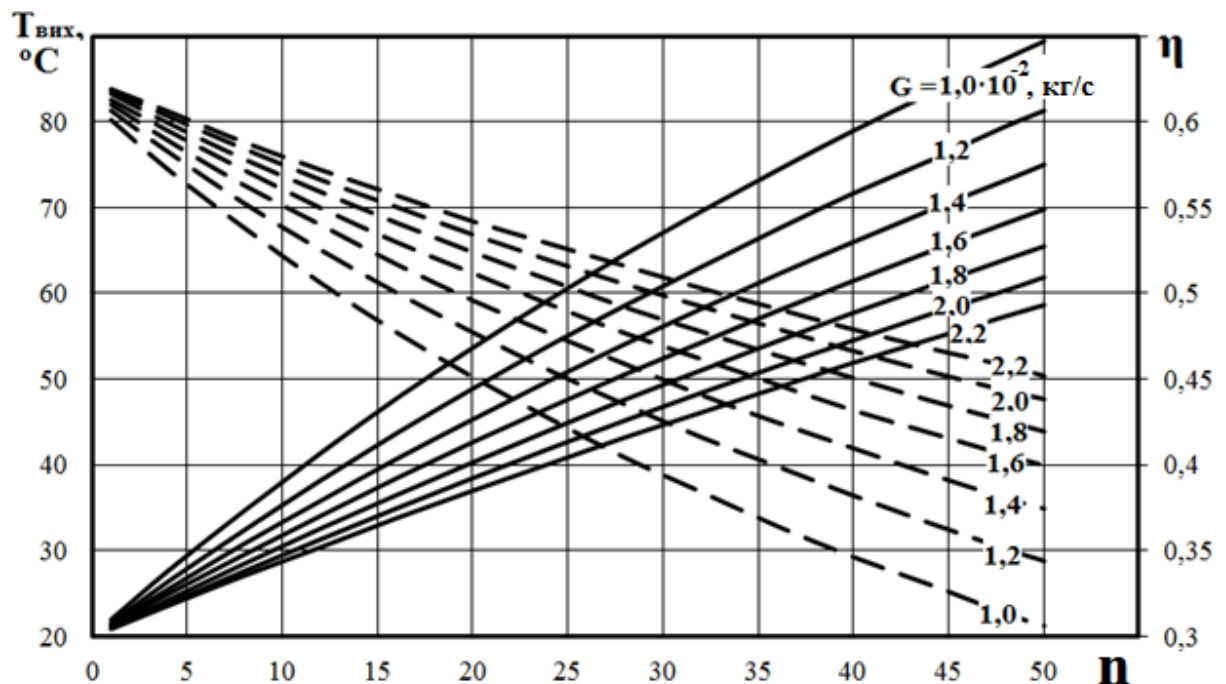


Рис. 5.36. Номограма для визначення теплових характеристик КСК на

АКТТ: — — — — — η ; ————— $T_{\text{вих}}$.

Таку ж діаграму за представленою методикою можна побудувати для іншого відповідного конкретного випадку з необхідними вхідними

параметрами теплоносія. А оскільки таким чином можна визначити загальне число елементів КСК і відома площа поверхні кожного з них то, легко можна визначити загальну площу поверхні блоку геліосистеми для даного випадку. Побудувавши набір подібних номограм можна визначити оптимальні теплотехнічні параметри КСК для підігріву води в конкретній технічній ситуації.

Крім перерахованих характеристик КСК η_t і Q звичайно можна розрахувати температуру води на виході і інші необхідні параметри. По приведеній методиці виконується розрахунок теплових характеристик КСК, але вона може бути легко змінена для визначення усереднених параметрів, якщо попередньо задати закони зміни падаючої густини теплового потоку, температури повітря і т.д. Електричні характеристики КСК визначаються після отримання теплових параметрів. Маючи значення η_t і X за рис. 5.18 визначається η_e .

В КСК з тепловими трубами величини термічного опору мають вище значення в порівнянні з звичайним проточним СК тому, доцільним являється оцінка його впливу на теплову ефективність КСК. На рис. 5.37 представлена розрахункова залежність η_t від повного термічного опору АКТТ при різних умовах. При цьому важливо характеризувати КСК не просто загальним термічним опором одного елемента який крім того залежить від температури, а параметром $B = \bar{R}_{\text{АКТТ}} \cdot U_1 \cdot F_{\text{КСК}} / n$. Всі параметри для розрахунку були взяті такі ж як у розрахунку який представлений на рис. 5.37.

Параметр B у фізичному змісті являється відношенням термічних опорів теплопередачі від сприймаючої поверхні (абсорбера) до рідини, що нагрівається до термічного опору теплопередачі від сприймаючої поверхні до навколишнього середовища (повітря). Іншими словами, в якості $\bar{R}_{\text{АКТТ}}$ необхідно розглядати не тільки термічні опори які обумовленні теплотехнічною відмінністю АКТТ, а еквівалентні термічні опори, що враховують поглинання теплоти теплообмінником. Однак як показують

розрахунки таке уточнення незначно впливає на результаті із-за невеликого відносного розміру теплообмінника.

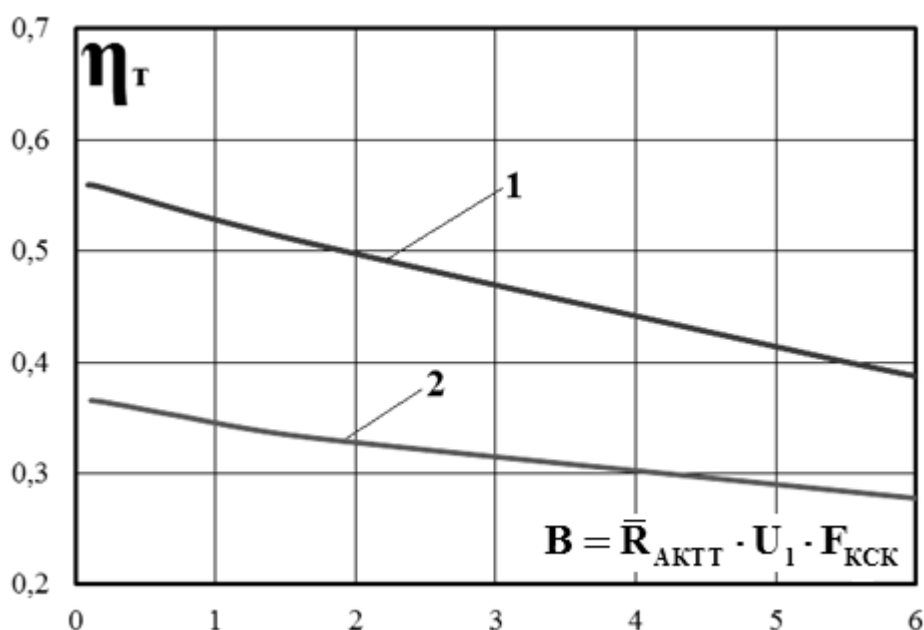


Рис. 5.37. Вплив термічного опору АКТТ на теплову ефективність КСК ($E = 800 \text{ Вт/м}^2$, $T_{\text{вх}} = 15^\circ\text{C}$, $T_{\text{вих}} = 60^\circ\text{C}$): 1 – $T_{\text{нс}} = 25^\circ\text{C}$; 2 – $T_{\text{нс}} = 5^\circ\text{C}$.

Розглянемо випадок нагріву води від 15°C до 60°C для різних випадків: в літній періоду (крива 1) – $T_{\text{нс}} = 25^\circ\text{C}$, в зимовий період (крива 2) – $T_{\text{нс}} = 5^\circ\text{C}$ (рис. 5.37). Як видно із рисунка зменшення параметру B суттєво впливає на теплову ефективність КСК, що знижується і є не доцільним так як може визвати технічні складності при реалізації.

Зменшувати параметр B можна за рахунок збільшення коефіцієнта теплопереносу в АКТТ, збільшуючи кількість ТТ, зменшуючи термічний опір в теплообміннику і повній коефіцієнт теплових втрат. Ступінь впливу кожного перерахованого параметру різний і можливість впливу ними на параметри КСК в цілому також неоднакові. Найбільш простий шлях – зниження U_1 така як їх величина в значній мірі визначає властивості теплоізолюючого матеріалу. Як показує аналіз порядку величин, що входять у вираз для \bar{R}_{AKTT} найбільший вклад дає термічний опір в теплообміннику

так як його розміри обмежені. В цьому зв'язку для зменшення $\bar{R}_{\text{АКТТ}}$ при неможливості розвинути поверхню теплообмінника має бути збільшена витрата теплоносія.

Збільшення кількості ТТ не доцільно так як вони є найбільш дорогими елементами системи КСК.

5.2.6. Вплив розташування КСК на теплову ефективність геліосистеми.

Важливим фактором при виборі розташування або кута нахилу КСК є його вплив на теплову ефективність геліосистеми. На практиці можливі два варіанти розташування/інтегрування геліосистеми на будинку: розташування КСК під нахилом до горизонту тобто, на даху будинку; розташування під прямим кутом – на фасаді.

Вплив розташування КСК розглянемо на прикладі геліосистеми для обігріву басейну геометричними розмірами $30 \times 10 \times 2$ м і проведемо розрахунки за запропонованою методикою (див. розділ 4).

Параметри АКТТ: $R_{\text{п}} = 2,5$ мм, $R_{\text{зов}} = 5$ мм, $L_{\text{зн}} = 1,2$ м, $L_{\text{зк}} = 0,1$ м, $\delta_{\text{р}} = 1$ мм, $E_{\text{р}} = 0,75$, $b_{\text{із}} = 0,1$ м, $L_{\text{р}} = 0,065$ м, $\varepsilon_{\text{ск}} = 0,95$, $\varepsilon_{\text{р}} = 0,9$, $(\tau\alpha) = 0,95$, $E = 800$ Вт/м², $\lambda_{\text{із}} = 0,05$ Вт/(м·К), $R_{\text{АКТТ}} = 0,05$ К/Вт, $R_{\text{зн}} = 0,013$ К/Вт.

Параметри КСК:

- площа поглинаючої поверхні КСК – 200 м²;
- кут нахилу КСК – 45°, 90°;
- об'єм басейну – 600 м³.

Кліматичні умови та дані по інсоляції відповідають регіону Київської області [153].

На рис. 5.38 представлені результати розрахунків середньомісячної теплової ефективності геліосистем з розташуванням КСК під кутом 45°(1) і під прямим кутом 90° (2).

Як показали результати розрахунків теплової ефективності геліосистеми при розташуванні КСК під кутом 90° до горизонту в період з

березня по жовтень може зменшуватись до 18 % в порівняно з геліосистемою з розташуванням КСК під кутом 45° . Причиною тому є розташування Сонця відносно горизонту, а саме за рахунок більшого кута зміщення Сонця в цей період року. При цьому на вертикальну поверхню абсорбера КСК потрапляє менше сонячної енергії.

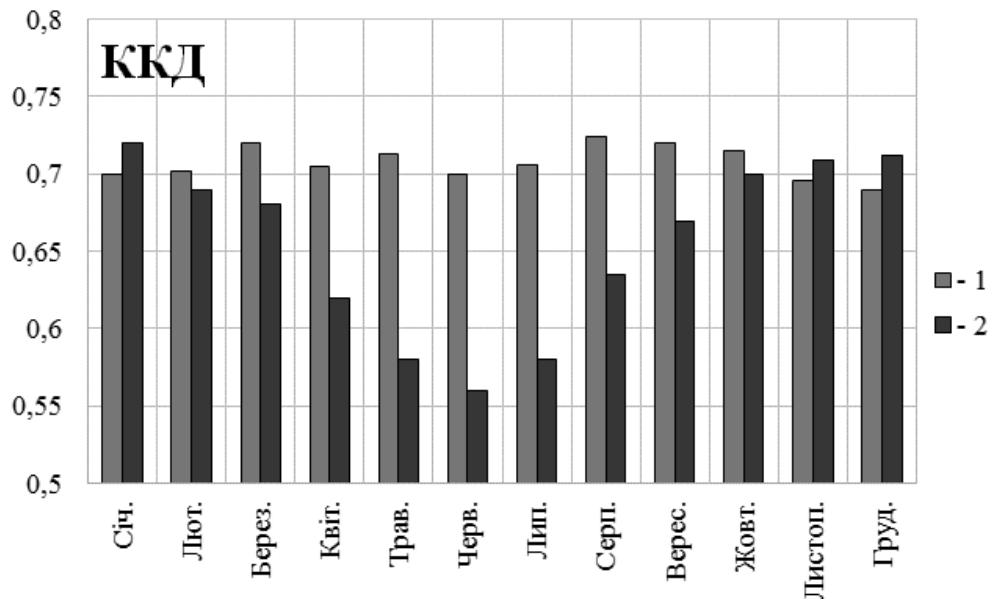


Рис. 5.38. Місячна діаграма теплової ефективності геліосистеми при різних кутах нахилу роботи КСК відносно горизонту: 1 – 45° ; 2 – 90° .

На рисунку 5.39 представлені результати розрахунку середньомісячної температури басейну для двох випадків розташування КСК. При розташуванні геліосистеми під кутом 90° температура басейну менше на 12 % в порівнянні з системою, що розташовується під кутом 45° .

Аналізуючи отримані результати розрахунків можна зробити висновок, що розташування геліосистеми на даху або під кутом $30\ldots 60^\circ$ з теплотехнічної точки зору більш ефективне. Але у випадках коли ефективність системи не відіграє важливу роль можливе розташування геліосистеми і на фасадах будівель (під кутом 90°), що є більш доцільно з конструктивної точки зору для установки системи і її експлуатації.

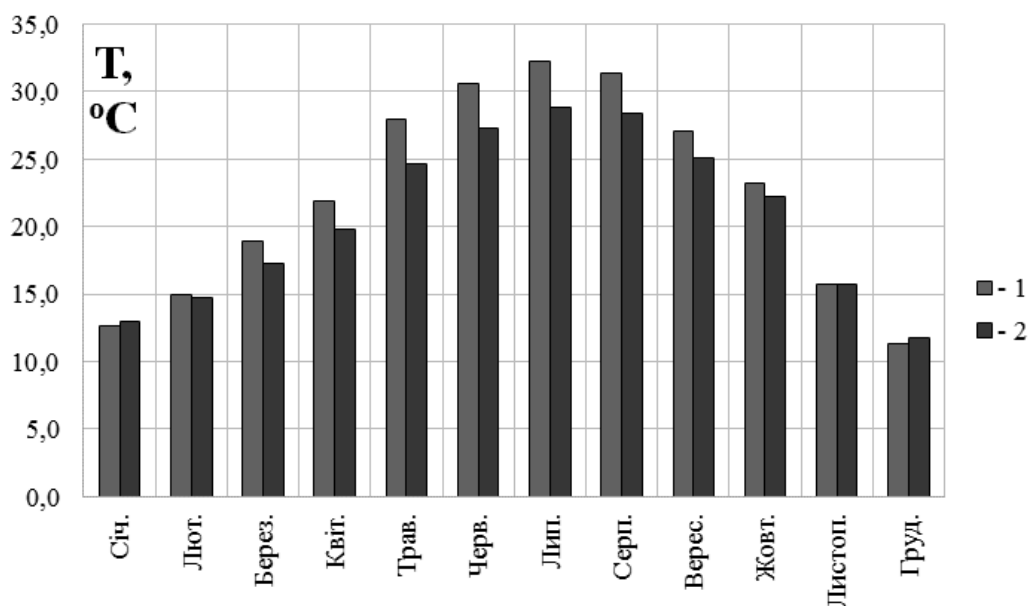


Рис. 5.39. Місячна діаграма середньої температури басейну при різних кутах нахилу роботи КСК відносно горизонту: 1 – 45°; 2 – 90°.

5.3. Висновки по розділу 5.

Проведені дослідження процесів теплообміну в зонах випаровування АКТТ з Ω -подібною канавчатою капілярною структурою. Виявлені фактори, що впливають на інтенсивність теплообміну і значення граничної густини теплового потоку в режимах розвиненого кипіння. Отримані залежності для розрахунку коефіцієнтів теплообміну при кипінні в залежності від густини теплового потоку, властивостей теплоносія, геометричних розмірів капілярної структури зони нагріву та куту нахилу.

Залежності дозволяють розраховувати:

1. Коефіцієнти теплообміну в зоні випаровування АКТТ з Ω -подібною капілярною структурою в режимі розвиненого кипіння, заправлених теплоносіями: ацетон, етиловий спирт (96-ти %), етиловий спирт, метиловий спирт, н-пентан; фреон-113, фреон-141 з похибкою 20 % у діапазоні густини теплового потоку 1000...18000 Вт/м² та зовнішніх діаметрів корпусів 7...17 мм.

2. Вперше проведені комплексні дослідження теплової та електричної ефективності експериментальних зразків КСК при штучному та природньому освітленні.

3. Показані переваги застосування плоскої конструкції теплообмінника КСК у порівнянні з трубчастим. На основі результатів теоретичного аналізу розроблена конструкція макету КСК. Так в області параметра X 0,02...0,04 $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, який відповідає умовам реальної експлуатації, тепловий ККД вдалося збільшити на 5...10 % за рахунок використання плоскої конструкції.

4. Проведення дослідження гідравлічних характеристик та теплової і електричної ефективності макетів КСК з АКТТ у діапазоні густин сонячного потоку 300...900 $\text{Вт}/\text{м}^2$.

РОЗДІЛ 6

РЕКОМЕНДАЦІЇ ПО ВИКОРИСТАННЮ КОМБІНОВАНИХ СОНЯЧНИХ КОЛЕКТОРІВ

6.1 Рекомендації щодо вибору матеріалів та комплектуючих.

6.1.1. Для забезпечення високих температур стагнації (вище 230 °C) та строку експлуатації не менше 25 років необхідно використовувати:

- в якості теплоносія АКТТ – н-пентан;
- в якості матеріалу корпусу АКТТ - алюмінієвий сплав 6060;
- в якості клейової композиції для забезпечення монтажу фотоелементів – EVA;
- монокристалічні чи полікристалічні фотоелементи;
- в якості окантовки корпусу – алюмінієвий сплав 6060;
- в якості теплоізоляції – мінеральну вату (типу ISOVER)

6.1.2. Для ефективного відводу теплового потоку від фотоелементів слід використовувати теплообмінники з максимально можливою поверхнею контакту (наприклад, плоского типу), що виготовлені з алюмінієвого сплаву 6060.

6.1.3. Вибір електричної ізоляції та з'єднувальних кабелів у відповідності до комплектації звичайних фотоелектричних батарей.

6.1.4. Для збільшення оптичної ефективності використовувати скло з мінімальним вмістом заліза (наприклад Solarphire™ PV) та клейову композицію EVA.

6.1.5. Для забезпечення мінімального теплового контакту та забезпечення електроізоляції між фотоелементами та плавниками теплових труб використовувати клейову композицію EVA.

6.1.6. Для забезпечення ефективних методів з'єднання електричних кабелів використовувати методи, що використовуються при виготовленні звичайних фотоелектричних батарей.

6.1.7. Для забезпечення ефективного технологічного з'єднання теплообмінника з тепловими трубами використовувати термопасти чи теплопровідні компаунди, наприклад MG CHEMICALS 860, та саморізів з пресшайбою 4.2x6.

6.2. Рекомендації щодо технологічного процесу виготовлення.

6.2.1. Для виробництва модулів може використовуватись опрацьовані на сьогодні технологічні процеси виробництва фотоелектричних батарей. При цьому замість скла, як захисного покриття поверхні фотоелементів може використовуватись полімерна плівка, наприклад ISOVOLTA.

6.2.2. В якості обладнання для проведення процесу ламінування, можна використовувати звичайні ламінатори автоматичні чи напіваавтоматичні, наприклад automated Spi-Laminator. Однак при цьому, треба брати до уваги, що для кожного ламінатора та типу алюмінієвого профілю необхідно розробляти спеціальну оснастку для фіксації теплових труб в ламінаторі при ламінуванні.

6.3. Рекомендації щодо використання КСК.

На основі отриманих розрахункових та експериментальних даних можна зробити наступні рекомендації щодо використання КСК в автономних системах гарячого водопостачання та забезпечення електроенергією.

КСК може використовуватись в системах гарячого водопостачання та забезпечення електроенергією:

1. В малих сонячних енергетичних системах від 1 м^2 до 10 м^2 .
2. В великих сонячних енергетичних системах від 10 м^2 та більше.
3. В великих сонячних енергетичних системах від 10 м^2 вбудованих в фасади будівель.

Для кожної системи є свої підходи в створенні рекомендацій щодо використання. Ці підходи включають, як аналіз оптимальних режимів роботи КСК при отриманні теплової енергії та електричної, так і вибір матеріалів та

комплектуючих для забезпечення їх надійної роботи та максимальної ефективності. Отримані експериментальні результати по тепловій ефективності показують, що найбільш оптимальний режим експлуатації таких систем можна досягти при значеннях $X < 0,04$. В цьому випадку КСК матиме ефективність більш 0,45. Такі значення X досяжні при двох умовах: при малій різниці температур між теплопоглинальною поверхнею і навколишнього середовища, тобто фактично при низьких температурах теплоносія в контурі сонячної системи і відповідно води в системі ГВП або опалення (приблизно 30...35 °C і нижче) або при високих значеннях густин сонячного теплового потоку (приблизно 600...650 Вт/м² і вище). Також для КСК можливе отримання більшої ефективності фотоелектричних перетворювачів при низьких температурах. Розрахунки, показали, що найбільш ефективно використання КСК досягається при температурі теплопоглинальною поверхні до 50...60 °C. У цьому аспекті, основною рекомендацією може бути використання таких сонячних систем – на основі КСК – для попереднього підігріву води в системах ГВП, в деяких випадках в системах опалення, а також для часткового отримання електроенергії при використанні КСК.

Однак, слід зауважити, що не завжди є перспективним використання таких КСК для систем опалення. Так останні вимагають постійної підтримки температури теплоносія в контурі 45 °C і вище, на відміну від систем ГВП, коли підігрів води практично починається з рівня температури її забору. Наприклад, для Києва взимку температура води, що надходить в будівлі, нижче 10 °C. Крім того, коли мова йде про великі системах з поверхнею 10 м² і вище, то в деяких випадках необхідно передбачати додаткове джерело для підігріву. Наприклад, в південних регіонах і в літній період для запобігання перегріву води в ГВП, можливо використовувати відомі схем попереднього або повного підігріву води в басейнах. У цьому випадку, вода в басейні зазвичай підтримується до температури 24...25 °C, в лікувальних цілях до

38 °С, при цьому температура фотоелектричних перетворювачів для КСК не перевищуватиме 58 °С. У разі КСК додатково можливе отримання електроенергії для забезпечення роботи насосних систем, систем вентиляції або автоматики будівель.

З огляду на те, що все більше систем підігріву води для системи ГВП і опалення в будинках створюються на основі теплових насосів перспективним є використання таких КСК спільно з ними. Так для підвищення коефіцієнта трансформації теплоти теплового насоса можливо додатковий підігрів теплоносія в контурі теплового насоса за рахунок сонячної енергії. У цьому випадку забезпечується ефективна робота сонячної системи за рахунок низької температури земляного контуру теплового насоса (менше 20 °С) і відповідно додатково здійснюється ефективне охолодження фотоелектричних перетворювачів.

Є доцільним використання фасадної конструкції КСК при реновації будівлі. При цьому строк окупності системи теплоізоляції з КСК по відношенню до системи зі стандартною теплоізоляцією менше на 2...3 роки для регіону Києва. Розглянемо два варіанти. У першому варіанті пропонується збільшити опір теплопередачі огорожувальної конструкції будівлі за рахунок традиційної технології нанесення додаткового шару теплової ізоляції. У другому варіанті передбачається установка КСК запропонованої конструкції на фасад будівлі, що крім акумулювання сонячної енергії, що потрапляє на вертикальні огорожі, підвищить сумарний опір теплопередачі цих огорож. Запропонована номограма, що дозволяє визначати річний дохід при покритті 1 м² фасаду будівлі запропонованим КСК (рис. 6.1).

Зручність запропонованої номограми полягає в тому, що вона окремо враховує можливі технологічні, кліматичні і цінові фактори, що впливають на прибуток. Крім того, дана номограма дає можливість розглядати випадки традиційного утеплення огорожі будівлі за допомогою нанесення

додаткового шару теплової ізоляції без використання сонячної радіації – варіант 1.

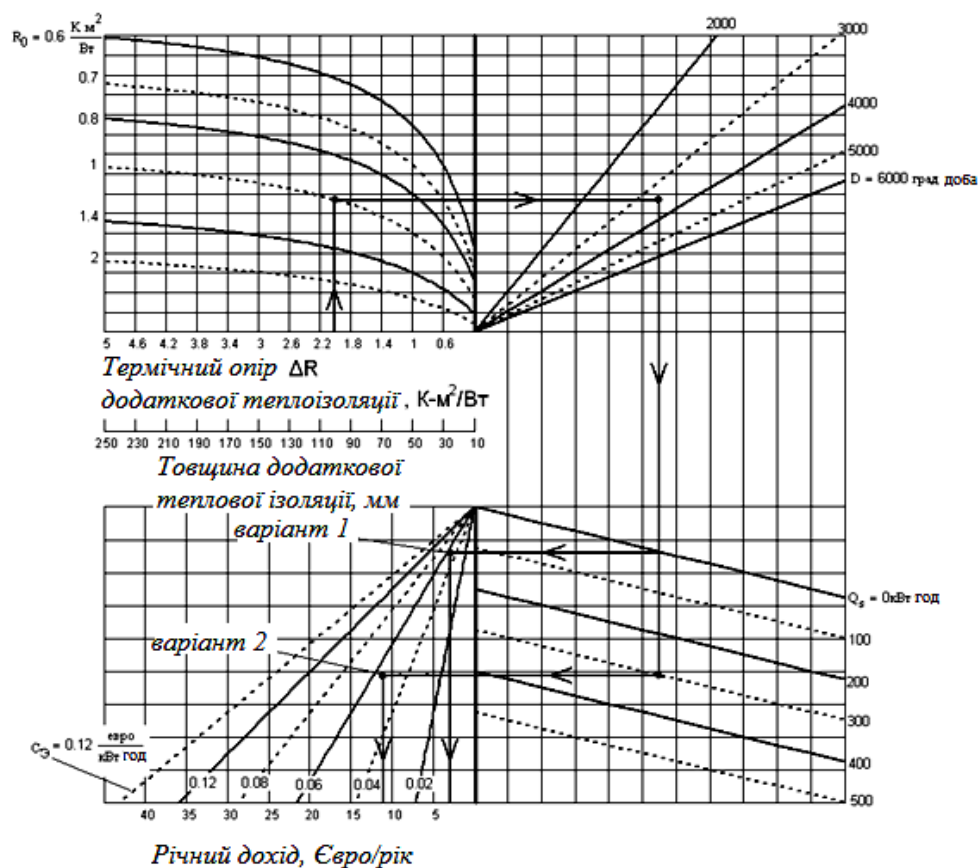


Рис. 6.1. Номограма для визначення річного прибутку при покритті 1 м² фасаду будівлі запропонованими сонячними колекторами

6.4. Рекомендації щодо подальшого впровадження.

Результати роботи у перспективі можуть бути використані на підприємствах ТОВ «Ефектпроф» (м. Київ), ПАТ «Сумське НВО ім. М.В. Фрунзе» (м. Суми), ПП Науково-впроваджувальна фірма «Теплові технології» (м. Київ), які займаються розробкою, виготовленням та впровадженням теплообмінного обладнання та енергоефективних систем.

Для подальшого впровадження необхідно виконати роботи по проектуванню і виготовленню промислового зразка КСК чи фасадного КСК та провести випробування в натурних умовах.

ВИСНОВКИ

У дисертації виконано нове вирішення науково-технічної проблеми, яке полягає в підвищенні ефективності перетворення сонячної енергії на теплову та електричну за рахунок використання в конструкції КСК АКТТ з Ω -подібними канавками, що працюють у режимі термосифона. Для досягнення поставлених цілей дослідження мали комплексний характер і були спрямовані на узгодження характеристик АКТТ, конструктивних особливостей КСК із вимогами, що ставляться до них при їх інтеграції у фасади будівель. Результати теоретичних, експериментальних досліджень теплогідравлічних процесів у АКТТ і КСК на їх основі дали можливість підвищити теплову і електричну ефективність перетворення сонячної енергії та надійність КСК, одержати методики розрахунку КСК на основі АКТТ.

За результатами роботи можна сформулювати такі основні наукові та практичні висновки:

1. Уперше отримано експериментальні дані та проведено аналіз впливу геометричних характеристик (діаметра парового простору і довжини зони нагріву) на значення граничної густини теплового потоку АКТТ у режимі термосифона за геометричних характеристик зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002...0,04$. Отримані результати дають змогу визначити оптимальні геометричні характеристики АКТТ при її використанні в режимі термосифона у складі КСК.

2. Уперше отримано емпіричну залежність для розрахунку граничного переданого теплового потоку АКТТ Q_{gr} за геометричних параметрів зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002...0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною АКТТ $\varepsilon = 0,2...0,8$ і кута нахилу відносно горизонту $\varphi = 15...90^\circ$ з похибкою $\pm 22\%$.

3. Уперше проведено аналіз експериментальних даних і отримано критеріальну залежність впливу температури/тиску насиченої пари на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в АКТТ у режимі термосифона, що

дає змогу розрахувати значення коефіцієнта тепловіддачі в діапазоні температур насиченої пари робочої рідини від +30 до +90 °С, за геометричних параметрів зони нагріву АКТТ $d_n/L_{zn} = 0,002...0,04$, коефіцієнта заповнення робочою рідиною ТТ $\varepsilon = 0,2...0,8$ і кута нахилу відносно горизонту $\varphi = 15...90^\circ$ з похибкою $\pm 18\%$. Ця залежність використовується для розрахунку інтенсивності тепловіддачі при розвиненому кипінні в АКТТ (при роботі в режимі термосифона) таких робочих рідин, як н-пентан, ацетон, метанол, етанол, фреон 113, фреон 141, у діапазоні густин теплових потоків $1 \cdot 10^3 - 3 \cdot 10^4$ Вт/м².

4. Експериментально підтверджено можливість побудови КСК на основі АКТТ. При цьому теплова ефективність КСК становить 0,35...0,6, а електрична – 0,12...18 при $X = 0,02...0,06$. Аналіз розрахунків та експериментальних даних показав, що КСК з АКТТ дає змогу підвищити електричну ефективність до 18 % за рахунок охолодження ФЕП, при цьому максимальна електрична потужність КСК становить 135 Вт/м². Разом з електричною енергією можливо отримати до 457 Вт теплової з 1 м² теплопоглинальної поверхні за температури теплоносія на виході 25 °С і густини сонячного випромінювання 900 Вт/м².

5. На основі ексергетичного аналізу виявлено найбільш оптимальні режими експлуатації КСК за значень 30...50 °С температурного перепаду між ТП і навколишнім середовищем. КСК має більш ефективну роботу порівняно з роздільними тепловими сонячними колекторами та фотоелектричними батареями за низьких температур на ТП (нижче 50 °С) і зазвичай за більш високих значень сонячного потоку (більше 600 Вт/м²).

6. Розроблено нову аналітичну модель для аналізу процесів теплообміну в КСК з АКТТ, що працює в режимі термосифона, головною особливістю якої є спільний розгляд процесів переносу теплоти і маси за граничних умов третього роду і зі змінною густиною теплового потоку.

7. Уперше розроблено методику для оптимізації та проведення інженерних розрахунків теплотехнічних характеристик КСК з АКТТ, що працюють в режимі термосифона.

8. Наведено рекомендації щодо виготовлення комбінованих сонячних колекторів та їх використання в сонячних енергетичних системах.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Семена М.Г., Гершуни А.Н., Зарипов В.К. Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами. – Киев: Вища школа, 1984. – 214 с.
2. Reay D.A., Kew P.A. Heat Pipes. Theory, Design and Application (5 ed.). – Burlington, USA: Copyright, 2006. – 377 с.
3. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – Киев: Факт, 2005. – 704 с.
4. Пиоро Л.С., Пиоро И.Л. Двухфазные термосифоны и их применение в промышленности. – Киев: Наукова думка, 1988. – 133 с.
5. Пиоро И. Л., Антоненко В. А., Пиоро Л. С. Эффективные теплообменники с двухфазными термосифонами. АН УССР, Ин-т техн. теплофизики. – Киев: Наукова думка, 1991. – 245 с.
6. Дан П. Д., Рей Д. А. Тепловые трубы. Пер. с англ. – Москва: Энергия, 1979. – 272 с.
7. Чи С. Тепловые трубы: Теория и практика. Пер. с англ. В. Я. Сидорова. – Москва: Машиностроение, 1981. – 207 с.
8. Rassamakin B., Khairnasov S., Rassamakin A., Alpherova O. Space-Applied Aluminum Profiled Heat Pipes with Axial Grooves. – Experiments and Simulation Pipe Science and Technology, An International Journal, 2011. 1(4), PP. 313–327.
9. Song L., John B., Ryan M., Numical study of heat pipe application in heat recovery systems. – Applicaion Thermal Engineering, 2005. №25. PP.127-133.
10. Vasiliev L. L. Heat pipes in modern heat exchangers. – Applied Thermal Engineering, 2005. № 25(1). PP. 2-17

11. Yan Y.Y., Tsing F.L. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe. – International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999. №42(6). PP. 697-708.
12. Jorge F., Armando C. Oliveira Analysis of a plate heat pipe solar collector. – International Journal of Low-Carbon Technologies, 2006. №1(1). PP. 1-5
13. China X. Z., Zhangyuan W., Qi T. Theoretical investigation of the performance of a novel loop heat pipe solar water heating system for use in Beijing. – Applied Thermal Engineering, 2010. №30 (16). PP.25-26.
14. China X. Z., Zhangyuan W., Qi T. Theoretical investigation of the performance of a novel loop heat pipe solar water heating system for use in Beijing. – Applied Thermal Engineering, 2010. №30 (16). PP.27-28.
15. Kern D. Q., Kraus A. D. Extended Surface Heat Transfer. – New York: McGraw-Hill, 1972. – 204 p.
16. Kraus A. D., Aziz A., and Welty J. Extended Surface Heat Transfer. – New York: Wiley, 2001. – 321 p.
17. Fraas A. P. Heat Exchanger Design, 2nd ed. – New York: Wiley, 1989. – 247 p.
18. Hewitt G. F. Handbook of Heat Exchanger Design. – New York: Begell House, 1992. – 174 p.
19. Hewitt G. F., Shires G. L., and Bott T. R. Process Heat Transfer. – FL: CRC Press, Boca Raton, 1993. – 96 p.
20. Kakac S., and Liu H. Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, 2nd ed. – FL: CRC Press, Boca Raton, 2002. – 148 p.
21. Edwards D. P., and Jensen M. K. An Investigation of Turbulent Flow and Heat Transfer in Longitudinally Finned Tubes, Report HTL-18. – NY.: Heat Transfer Laboratory, Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, 1994. – 217 p.
22. Liu, X., Jensen M. K. Numerical Investigation of Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes. – J. Enhanced Heat Transfer, 1999. Vol.6 (2/4). PP. 105-119.

23. Liu, X., Jensen M. K. Geometry Effects on Turbulent Flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes. – J. Heat Transfer, 2001. Vol.123 (6). PP. 1035-1044.
24. Zimparov V. Enhancement of Heat Transfer by a Combination of Three-Start Spirally Corrugated Tubes with a Twisted Tape. – Int. J. Heat Mass Transfer, 2001. Vol.44 (3). PP. 551-574.
25. Gambill W. R., Bundy R. D. and Wansbrough R. W. Heat Transfer, Burnout, and Pressure Drop for Water in Swirl Flow Tubes with Internal Twisted Tapes, Chem. – Eng. Prog. Symp. Ser., 1961. Vol.57 (32), PP. 127-137.
26. Megerlin F. E., Murphy R. W. and Bergles A. E. Augmentation of Heat Transfer in Tubes by Means of Mesh and Brush Inserts. – J. Heat Transfer, 1974. Vol.96. PP. 145-151.
27. Попов И. А., Махьянов Х. М., Гуреев В. М. Интенсификация теплообмена. Физические основы и промышленное применение интенсификации теплообмена. Под общ. ред. Ю. Ф. Гортышова. – Казань: Центр инновац. технологий, 2009. – 559 с.
28. Шекриладзе И. Г., Русишвили Д. Г. Экспериментальные исследования теплоотдачи в процессах испарения и конденсации на капиллярных поверхностях. – Инж.-физ. журн., 1980. №5. С. 793-799.
29. Васильев Л. Л., Абраменко А. Н., Канончик Л. Е. Теплообмен при испарении и кипении жидкости в канавках испарителей. – Инж.-физ. журн., 1980. №3. С. 449-457.
30. Бабенко В. А., Гракович Л. П., Левитан М. М. и др. Теплопередача при испарении на поверхности с канавками. В кн. Теплообмен в криогенных устройствах. – Минск. 1979. С. 3-13.
31. Абраменко А. Н. Тепловая труба с тонкопленочными испарителями. В кн. Тепло- и массообмен криогенных жидкостей в пористых теплообменниках. – Минск. 1976. С. 36-40.

32. Kamotani, Y. Evaporator film coefficients of grooved heat pipes. – New York: International Heat Pipe Conference, 3rd, Palo Alto, Calif., American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1978, PP. 128-130.
33. Vasiliev L.L., Abramenko A.N., Konev S.V. Heat transfer of a liquid boiling and evaporating on a capillary and porous surface. – Toronto: Sixth International Heat Transfer Conference, 1978. pp. 299-304.
34. Vasiliev, L.L.; Abramenko, A.N. Study of heat and mass transfer in heat pipe based exchangers. – Proc. Int. Heat Pipe Conf. Bologna, 1976. PP. 463-472.
35. Cotter T. P. Theory of heat pipes. Report N LA. – MS.: Los Alamos Sei. Lab., 1965. – 241 p.
36. Cotter T. P., Deverall J. E., Erickson G. E. et al. Status report on theory and experiments on heat pipes. – London: Proc. Int. Conf. on thermionic electrical power generation, 1965. 171 p.
37. Сасин В. Д., Федоров В, Я., Сорокин А. Д. Экспериментальное исследование тепловой трубки на легкокипящих теплоносителях. В сб. докл. научно-техн. конф. – Москва: МЭИ, 1969. С. 79-84.
38. Субботин В. Я., Ивановский М. Я., Сорокин В. Я. и др. О нарушении работоспособности тепловых труб паровыми и парогазовыми пузырями. – Теплофизика высоких температур, 1975. № 6. С. 1225-1230.
39. Воронин В. Г., Ревякин А. В., Сасин В. Я. и др. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов. – Москва: Машиностроение, 1976. – 200 с.
40. Васильев Л. Л. Перспективы использования тепловых труб и пористых теплообменников в новой технике. В кн. Тепло- и массообмен криогенных жидкостей в пористых теплообменниках. – Минск. 1974. С. 3-23.
41. Гершуни А. Я. Исследование основных характеристик процессов тепломассообмена в низкотемпературных тепловых трубах с

- металловолоконистыми фитилями. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Киев. 1977. – 24 с.
42. Мориц К. Влияние геометрии капилляров на максимальную тепловую нагрузку в тепловых трубах. В кн. Тепловые трубы. – Москва: Мир, 1972. С. 33-117.
 43. Смирнов Г. Ф. Приближенная теория теплообмена при кипении на поверхностях, покрытых капиллярно-пористыми структурами. – Теплоэнергетика, 1977. № 9. С. 77-80.
 44. Маньковский О. И., Иоффе О. Б., Фридгант Л. Г. и др. О механизме процесса кипения на затопленных поверхностях с капиллярнопористым покрытием. – Инж.-физ. журн., 1976. №2. с. 310-316.
 45. Феррелл Д., Олливитч Д. Теплообмен при испарении в капиллярных структурах фитиля. В кн. Тепловые трубы. – Москва: Мир, 1972. С. 118-141.
 46. Феррелл Д., Джонсон Х. Механизм теплообмена в испарительной зоне тепловой трубы. В кн. Тепловые трубы. – Москва: Мир, 1972. С. 9-32.
 47. Берман М. И., Горбис З. Р. Экспериментальное исследование процесса кипения дистиллята воды в дисперсном слое. – Теплоэнергетика, 1973. № 11. С. 86-88.
 48. Берман М. И., Горбис З. Р. Анализ процесса и обобщение опытных данных по теплообмену при кипении на поверхностях нагрева, помещенных в дисперсный слой твердых частиц. – Инж.-физ. журн., 1980. № 1. С. 5-15.
 49. Орлов В. Савельев В. Я. Исследование теплообмена при кипении криогенных жидкостей на поверхностях с капиллярно-пористым покрытием. – Теплоэнергетика, 1980. № 8. С. 66-69.
 50. Толубинский В. И., Антоненко В. А., Островский Ю. Н. и др. Механизм теплообмена и закономерности парообразования в испарительной зоне тепловых труб. – Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт, 1979. № 1. С. 141-148.

51. Смирнов Г. Ф., Афанасьев Б. А. Исследование теплообмена и предельных тепловых потоков при кипении в капиллярно-пористых структурах. – Теплоэнергетика, 1979. № 5. С. 65-67.
52. Асакавичюс И. П., Жукаускас А. А., Гайгалис В. А, и др. Теплоотдача фреона-113, этилового спирта и воды в сетчатых фитилях. В кн. Труды АН Лит. ССР. – Сер. Б., 1978. С. 87-93.
53. Ройзен Л. И., Рачицкий Д. Г., Рубин И. Р. к др. Теплообмен при кипении азота и фреона-113 на пористых металлических покрытиях. – Теплофизика высоких температур, 1982. № 2. С. 304-310.
54. Васильев Л. Л., Абраменко А. Н., Канонник Л. Е. Теплообмен при кипении жидкости на пористых и развитых поверхностях нагрева. – Инж.-физ. журн., 1978. № 4. С. 741-761.
55. Боршианская А. В. Интенсификация теплоотдачи при кипении хладагентов с помощью пористых металлических покрытий. Автореф. дис. канд. техн. наук. – Ленинград. 1980. – 21 с.
56. Ковалев С. А., Ленъков В. А. О механизме кризиса кипения на пористой поверхности. – Теплоэнергетика, 1981. № 4. С. 8–11.
57. Кузма-Кичта Ю. А., Москвин В. Я., Сорокин Д. Н. Исследование теплоотдачи при кипении воды на поверхности с пористым покрытием в широком диапазоне давлений. – Теплоэнергетика, 1982. № 3. С. 53-54.
58. Федоров И. И. Исследование механизма кипения в сеточных фитилях тепловых труб. В кн. Тепло- и массообмен в двигателях летательных аппаратов. – Казань. 1979. № 2. С. 69-75.
59. Колач Т. А., Шарипов Р. Х., Дгов В. В. Исследование теплообмена при кипении воды, подводимой к поверхности нагрева капиллярно-пористым телом при пониженных давлениях. – Инж.-физ. журн., 1968. № 6. С. 975-982.

60. Абраменко А. Н., Осипенко Ф. П. Теплообмен при кипении жидкости в капиллярно-пористом теле. В кн. Тепло- и массообмен криогенных жидкостей в пористых теплообменниках. – Минск. 1974. С. 43-47.
61. Афанасьев Б. А. Исследование процесса парообразования в сеточных капиллярно-пористых структурах (теплообмен, предельные тепловые потоки, механизм парообразования). Автореф. дис. канд. техн. наук. – Одесса. 1981. – 22 с.
62. Толубинский В. И., Антоненко В. А., Островский Ю. Н. и др. Предельные плотности теплового потока при испарении жидкости в капиллярах фитилей низкотемпературных тепловых труб. – Теплофизика высоких температур, 1980. № 2. С. 367-373.
63. Левтеров А. И, Семена М. Г., Зарипов В. К. Исследование теплообмена и критических тепловых потоков при кипении азота на поверхности нагрева с пористыми покрытиями. – Теплоэнергетика, 1982. № 4. С. 66-69.
64. Николаев Г. П., Токалов Ю. К. Кризис кипения на поверхностях с пористым покрытием. – Инж.-физ. журн., 1974. № 1. С. 5-9.
65. Abhat A., Seban R. A. Boiling and evaporation from heat pipe wicks with water and acetone. – J. of Heat Transfer, 1974. №3. PP. 331-333.
66. Marto P. J., Mosteller W. L. Effect of nucleate boiling on the operation of low temperature heat pipes. – ASME Paper, 1969. №24. PP. 1-8.
67. Moss R. A., Kelly A. J. Neutron radiographic study of limiting planar heat pipe performance. – Int. J., Heat and Mass Transfer, 1970. №3. PP. 491-502.
68. Kunz H. R., Langston L. S., Hilton B. H. et al. Vapor chamber fin studies. – NASA. 1967. 191 p.
69. Corman J. C. and Walmet G. E. Vaporization from capillary wick structures. – ASME Paper, 1971. №35. PP. 1-8.
70. Philips E. C., Hinderman J. D. Determination of capillary properties useful in heat pipe design. – Minneapolis: Heat Trans. Conf., 1967. PP. 1-9.

71. Ferrell J. K., Alexander E. G., Piver W. T. Vaporization heat transfer in heat pipe wick materials. – AIAA Paper, 1972. №256. PP. 1-14.
72. Ferrell J. K., Davis R., Winston H. Heat transfer in heat pipe wick materials. – Stuttgart: Proc. Int. Heat Pipe Conf., 1973. PP. 64-68.
73. Rannenberг M., Bee H. Die Wärmeübertragung beim Sieden in Kapillar porösen Drahtgewebestrukturen. – Shem.: Techn., 1981. №4. SS. 290-292.
74. Hasegawa R., Irie S. Boiling characteristics and burnout phenomena on heating surface covered with woven screens. – J. of Nuclear Sei. and Techn., 1975. № 11. PP. 722-724.
75. Васильев Л.Л., Конев С.В., Хроленок В.В. Интенсификация теплообмена в тепловых трубах. – Минск: Наука и техника, 1983. 152 с.
76. Бабенко В. А., Левитан М. М., Хрусталеv Д. К. Теплопередача при конденсации на поверхности с канавками. – Инж.-физ. журн., 1981. № 6. С. 1022-1028.
77. Шекриладзе И. Г., Русишвили Д. Г. Экспериментальные исследования теплоотдачи в процессах испарения и конденсации на капиллярных поверхностях. – Инж.-физ. журн., 1980, №5. С. 793-799.
78. Kamotani Y. Analysis of axially grooved heat pipe condensers. – AIAA Paper, 1976. №147, PP. 1-9.
79. Wolf M. Performance analyses of combined heating and photovoltaic power systems for residences. – Energy Conversion, 1976. №16. PP. 79-90.
80. Raghuraman P. Analytical predictions of liquid and air photovoltaic/thermal flat plate collector performance. – Journal of Solar Energy Engineering, 1981. №103. PP. 291-298.
81. Bergene T, Lovvik M. Model calculations on a flat-plat solar heat collector with integrated solar cells. – Sol. Energy, 1995. №55. PP. 453-462.
82. Sandnes B, Rekstad J. A photovoltaic/thermal (PV/T) collector with a polymer absorber plate. Experimental study and analytical model. – Sol. Energy, 2002. №72. PP. 63-73.

83. Apricus Tech Centre , Solar Collection [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Великобританія: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: http://www.apricus.com/html/apricus_about_us.htm
84. TESZEUS Photovoltaic-Thermal Hybrid Solar Collector [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: http://www.tessolarwater.com/index_en.html?zeuspv-t.html&2
85. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <http://www.designbuilder.co.uk/helpv4.2/Content/SolarCollectorDataConstructionTab.htm>
86. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <http://www.designbuilder.co.uk/helpv4.2/Content/SolarCollectorDataConstructionTab.htm>
87. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <http://www.designbuilder.co.uk/helpv4.2/Content/SolarCollectorDataConstructionTab.htm>
88. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <http://www.designbuilder.co.uk/helpv4.2/Content/SolarCollectorDataConstructionTab.htm>
89. Mehmet A. Development of heat pipes for solar water heaters. – Solar Energy, 1984. Vol.32, №5. PP. 625-631.
90. Nada S.A., El-Gghetany H.H., Hussein H.M.S., Performance of a two phase closed thrmosyphon solar collector with a shell and tube heat exchanger. – Applied thermal engineering, 2004. №24. PP. 959-968.

91. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <https://www.google.com/patents/US4474170>
92. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <http://solarenergyengineering.asmedigitalcollection.asme.org/Mobile/article.aspx?articleid=1454122>
93. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <https://www.google.com/patents/US4067315>
94. Solar Collector Model Data [Електронний ресурс]. Електронні тестові дані – Китай: Developed by Subcommittee, 2015. – Режим доступу: <https://www.google.com/patents/US4127105>
95. Robles-Ocampo B., Ruiz-Vasquez E., Canseco-Sa'nchez H., Yu.V. Vorobiev Photovoltaic/thermal solar hybrid system with bifacial PV module and transparent plane collector. – Solar Energy Materials and Solar Cells, 2007. №91(20). PP. 1966-1971.
96. Chow T.T., W. He W., Ji J. Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application. – Solar Energy, 2005. №80(3). PP. 298-306.
97. Khalil T.M., Ibrahim E. Experimental Investigations and Developing of Photovoltaic/Thermal System. – World Applied Sciences Journal, 2012. №19(9). PP. 1315-1321.
98. Wim G. J. van Helden, Ronald J. Ch. van Zolingen and Herbert A. Zondag PV Thermal Systems: PV Panels Supplying Renewable Electricity and Heat. – Progress in photovoltaics: research and applications, 2004. №12. PP. 417-426.
99. Мирмов Н. И., Плещинский М. А., Васильев А. А. Комбинированные солнечные коллекторы с тепловыми трубками. – XIV Минский международный форум по тепло- и массообмену, 2012. С. 106-107.

100. Shuang-Ying W., Qiao-Ling Z., Xiao L., Feng-Hua G. A heat pipe photovoltaic/thermal (PV/T) hybrid system and its performance evaluation. – *Energy and Buildings*, 2011. №43(12). PP. 3558-3567.
101. Gang P., Huide F., Huijuan Z., Jie J. Performance study and parametric analysis of a novel heat pipe PV/T system. – *Energy*, 2012. № 37(1). PP. 384-395.
102. Gang P., Huide F., Jie J., Tin-tai C., Tao Z. Annual analysis of heat pipe PV/T systems for domestic hot water and electricity production. – *Energy Conversion and Management*, 2012. № 56. PP. 8-21.
103. Zhang X., Zhao X., Smith S., Xu J., Yu X. Review of R&D progress and practical application of the solar photovoltaic/thermal (PV/T) technologies. – *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012. №16(1). PP. 599-617.
104. Zhang X., Zhao X., Xu J., Yu X. Characterization of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system. – *Applied Energy*, 2012. №102. PP. 1229-1245.
105. Chen Y., Zhang C., Shi M., Wu J., Peterson G.P. Study on flow and heat transfer characteristics of heat pipe with axial “Ω”-shaped microgrooves. – *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. №52(3-4). PP. 636-643.
106. Хайрнасов С. М., Рассемакин Б. М., Рассемакин А. Б. Применение алюминиевых тепловых труб в системах охлаждения радиоэлектронной аппаратуры. – *Одесса: Современные информационные и электронные технологии*, 2014. Т1. №15. С. 8-11.
107. Lataoui Z., Romestant C., Bertin Y., Jemni A., Petit D. Experimental investigation on the thermal behavior and performance of an axially grooved heat pipe. – *International Journal of Heat and Technology*, 2008. №26(2). PP. 32-39.
108. Muniappan S. K., Arumugam S. K. Experimental investigations on an axial grooved cryogenic heat pipe . – *Thermal Science*, 2012. №16 (1). PP. 133-138.

109. Shekriladze I.G., Rusishvili J.G., Gigineishvili G.I., Machavariani E.S., Shekriladze D.I. Boiling of Liquid Wetting Open Capillary Grooves of Heating Surface. – IASME Transactions, 2005. №2 (9). PP. 1762-1770.
110. "Specification for Solar Simulation for Photovoltaic Testing" [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: ASTM International, 2010. – Режим доступу: <https://reference.globalSpec.com/standard/3840451/astm-e927-10>
111. "Tables for Reference Solar Spectral Irradiances: Direct Normal and Hemispherical on 37 Tilted Surface" [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: ASTM International, 2008. – Режим доступу: <https://www.astm.org/Standards/G173.htm>
112. WACOM Solar Simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
113. Oriel Solar Simulation [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
114. Sciencetech Solar Simulators [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
115. Standard Practice for Solar Simulation for Thermal Balance Testing of Spacecraft, Active Standard ASTM E491 http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
116. XT-30 Continuous Wave Solar Simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
117. Simulation-standard-and-AAA-rating [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator

118. TS-Space Systems Unisim Solar Simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
119. A step by step guide to selecting the right Solar Simulator for your solar cell testing application [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
120. Abet Technologies Solar Simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
121. infinityPV solar simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
122. Рассемакин Б.М., Мусий Р.И., Хайрнасов С.М. Разработка плоского солнечного коллектора на тепловых трубах и селективного покрытия для повышения его эффективности. – Энергетика: економіка, технології, екологія, 2010. №1 (26). С.74-82.
123. XT-30 Continuous Wave Solar Simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
124. Simulation-standard-and-AAA-rating [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
125. TS-Space Systems Unisim Solar Simulator [Електронний ресурс]. – Електронні тестові дані – США: Developed by Subcommittee, 2010. – Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_simulator
126. Козлов О.М. Методика изучения теории солнечных коллекторов коллекторов на основе термодинамики необратимых процессов. – Строительство и техногенная безопасность, 2008. Вып. 26. С. 81-89.

127. Pismennyi E., Rassamakin B., Khairnasov S. Combined Photovoltaic-Thermal solar collector based on heat pipes for solar HVAC. – Sydney: Australian Solar Cooling 2013 Conference, 2013. PP. 1-9.
128. Дешко В.И., Рассамакін Б.М., Хайрнасов С.М. Результати експериментального дослідження сонячної гібридної установки. – Промислова теплотехніка, 2006. Т28. №3. С. 79-82.
129. Хайрнасов С.М. Ефективність використання алюмінієвих теплових труб в конструкціях сонячних. Монографія за науковою редакцією д.т.н., проф. Лук'яненко С. О., к.е.н., доц. Караєвої Н. В. – Економічна безпека держави: стратегія, енергетика, інформаційні технології. 2014. С. 282-292.
130. Rassamakin B., Khairnasov S., Dusheiko M., Alforova O. Design of Photovoltaic-Thermal Module Based on Heat Pipes. – Paris: 28-th European PV Solar Energy Conference and Exhibition, 2013. PP. 31-37.
131. Единая система защиты от коррозии и старения. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Операции технологических процессов получения покрытий [Электронный ресурс]. – Електронні тестові дані – Росія: Библиотека ГОСТов , 2017. – Режим доступа: <http://vsegost.com/Catalog/75/7594.shtml>
132. Сварка дуговая. [Электронный ресурс]. – Електронні тестові дані – Росія: Библиотека ГОСТов , 2017. – Режим доступа: <http://vsegost.com/Catalog/23/23043.shtml>
133. Solar energy – Solar thermal collectors – Test methods. [Электронный ресурс]. – Електронні тестові дані – Switzerland: Standards catalogue, 2013. – Режим доступа: <https://www.iso.org/standard/59879.html>
134. Khairnasov S., Zaripov V., Passamakin B., Kozak D. The study of the heat engineering characteristics of a solar heat collector based on aluminum heat pipes. – Applied Solar Energy, 2013. №49 (4). PP. 225-231.
135. Standard Practice for Solar Simulation for Thermal Balance Testing of Spacecraft. [Электронный ресурс]. – Електронні тестові дані – USA:

- Standards catalogue, 2013. – Режим доступа: <https://www.astm.org/Standards/E491.htm>
136. Huang B., Liu T., Hung W., Sun F. Performance evaluation of solar photovoltaic/thermal systems. – Solar Energy, 2001. №70. PP. 443-448.
 137. Зайдель А.Н. Погрешности измерений физических величин. – Наука, 1985. – 112 с.
 138. Грановский В.А., Серая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. – Ленинград: Энергоатомиздат, 1990. – 288 с.
 139. Jong H. Kim., Terrence W. Simon, Raymond V. Journal of heat transfer policy on reporting uncertainties in experimental measurements and results. – Journal of Heat Transfer, 1993. Vol. 115/1. PP. 2-8.
 140. ГОСТ 8.207-76. Государственная система обеспечения единства измерений. Прямое измерение с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. – Москва: Изд-во стандартов, 1978. – 68 с.
 141. Сидоров С.Л., Федоров В.Н. Анализ теплопередающей способности замкнутой испарительно-конденсационной системы на основе одномерной модели массопереноса. Теплообмен в промышленных установках. – МЭИ, 1982. – 223 с.
 142. Быстров П.И., Михайлов В.С. Гидродинамика коллекторных теплообменных аппаратов. – Москва. 1982. Вып. 560. С. 47-54.
 143. Бабенко В. А., Левитан М.М., Хрусталева Д.К. Теплопередача при конденсации на поверхности с канавками. – ИФЖ, 1981. Т40. № 6. С. 1022-1028.
 144. Хрусталева Д. К. Методика расчета теплопередающих характеристик низкотемпературных тепловых труб с открытыми продольными капиллярными каналами. Автореферат. дисс. канд. техн. наук. – Минск. 1984. – 24 с.
 145. Бабенко В. А., Левитан М.М., Хрусталева Д.К. Теплообмен в криогенных установках. – Минск. 1979. С. 3-13.

146. Хрусталеv Д. К. Тепло- и массообмен в системах с пористыми элементами. – Минск. 1981. С. 51-56.
147. Vasiliev L., Grakovich L., and Khrustalev D. Low-Temperature Axially Grooved Heat Pipes. – London: Proc. 4th Int. Heat Pipe Conf., 1981. PP. 337-348.
148. Schneider G.E., Devos R. Nondimensional analysis for heat transport capability of axially-grooved heat pipes including liquid/vapor interaction. – AIAA-Paper, 1980. №80. PP. 214-219.
149. Даффи Дж.А., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии. Солнечная энергия. Основы строительного проектирования. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2008. – 276 с.
150. Lataoui Z., Romestant C., Bertin Y., Jemni A., Petit D. Combined Process for Recovery of Industrial and Solar Heat. – Heat Recovery Systems, 1985. № 5(3). PP. 265-271.
151. Rassamakin B., Khairnasov S., Anisimova A. Thermal performance of aluminium grooved heat pipes. – Odessa: Electronics and Information Technology (EIT), 2016. PP. 1-4.
152. Pis' mennyi E., Khairnasov S., Rassamakin B. Heat Transfer in Evaporation Zone of Ammonia Aluminium Heat Pipes. – Kiev: Naukovi Visti NTUU KPI, 2017. PP. 14-27.
153. Климат Киев. [Электронний ресурс]. – Електронні тестові дані – Україна: Климат, 2017. – Режим доступу: https://www.meteoblue.com/ru/погода/прогноз/modelclimate/Киев_Украина_703448

ДОДАТКИ

Додаток А.

Список публікацій здобувача Козака Д.В. за темою дисертації
 «Теплотехнічні характеристики комбінованого сонячного колектора на
 основі алюмінієвих канавчатих теплових труб» і відомості про апробацію
 результатів дисертації

– основні наукові результати дисертації:

1. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В. Термическое сопротивление алюминиевой гравитационной тепловой трубы с резьбовой капиллярной структурой: Технология и конструирование в электронной аппаратуре. Одесса, 2017. Вып. 4-5. С. 24-31.

Включено до міжнародних наукометричних баз Ulrich's Periodicals Director, CrossRef, DOAJ, Google Scholar.

Автор провів аналіз експериментальних даних з теплотехнічних характеристик теплових труб.

2. Ніколаєнко Ю.Е., Басок Б.І., Козак Д.В. Термічний опір теплових труб для світлодіодних освітлювальних приладів енергоефективних будівель: Енергетика: економіка, технології, екологія. Київ, 2017. Вип. 4, С. 27-33.

Включено до міжнародних наукометричних баз OAJI, WorldCat, BASE, Polska Bibliografia Naukowa, Academic Journal Index, International Institute of Organized Research, Academic Keys, General Impact Factor, DRJI, Scientific Indexing Services, Cosmos impact factor, Infobase Index, Real Time Impact Factor, Google Scholar.

Автор провів аналіз експериментальних даних з теплотехнічних характеристик теплових труб.

3. Хайрнасов С.М., Волощук В. А., Заковоротний А.В., Козак Д.В.. Оценка эффективности солнечных тепловых коллекторов на основе алюминиевых тепловых труб при реновации старых зданий: MOTROL. Люблін, 2014. Т. 6, №4. С. 211-218.

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектора.

4. Khairnasov S. M., Zaripov V. K., Passamakin B. M., and Kozak D. V. The Study of the Heat-Engineering Characteristics of a Solar Heat Collector Based on Aluminum Heat Pipes: Applied Solar Energy. Tashkent, 2014. Vol. 49, No. 4. PP. 225-231.

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектора.

5. Khairnasov S. M., Passamakin B. M., Kozak D. V. and Alyona N.V. Buildings Facade Photovoltaic-Thermal Collectors based on Aluminum Heat Pipes: Journal of Civil Engineering and Architecture Research. New York, 2014, Vol. 1, No.3, PP. 151-156.

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектора.

6. Khairnasov S. M., Passamakin B. M., Kozak D. V. Experimental investigations of aluminum thermosyphons for a photovoltaic thermal module: Heat Pipe Science and Technology, An International Journal. Minsk, 2015. Vol. 6, No. 3-4. PP. 63-70.

У публікації автору належить аналіз та узагальнення експериментальних даних ефективності сонячного колектору.

7. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules: Electronics and Information Technology. USA, 2016. Vol. 1, No.3, PP. 13-19.

Автор провів аналіз експериментальних даних з теплотехнічних характеристик теплових труб.

– *апробація матеріалів дисертації (основні публікації):*

8. Khairnasov S. M., Volodymyr V.A., Zakovorotnyi A.V., Kozak D. V. Economic Assessment of Solar Thermal Collectors Application for Building Facade Renovation: Conference on Advanced Building Skins. Bressanone, Italy, 28-29 October 2014, p.p. 673-682.

9. Khairnasov S. M. Passamakin B. M., Kozak D. V., Anisimova A.A. Experimental investigations of aluminium thermosyphons for photovoltaic-thermal module: IX Minsk International Seminar “Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources”. Minsk, Belarus, 07-10 September, 2015, pp. 70-77.
10. Козак Д.В. Влияние температуры на вольтамперную характеристику комбинированного солнечного коллектора на тепловых трубах: XIII міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ, Україна, 21-24 квітня, 2015 р.
11. Rassamakin A.B., Kozak D.V. Application of the solar system based on heat pipes in the facades of buildings: World Sustainable Energy Days Conference. Wels, Austria, 24-27 February, 2015.
12. Козак Д.В. Теплообмін і гідродинаміка в теплопередаючих пристроях і енергетичних установках: XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна, 25-28 квітня, 2015 р.
13. Козак Д.В. Теплотехнічні характеристики теплових труб з сітчастою капілярною структурою, XV міжнародна науково-практична конференція аспірантів, магістрів і студентів КПІ ім. Ігоря Сікорського. Київ, Україна, 25-28 квітня, 2015 р.
14. Kozak D.V., Nikolaenko Yu.E. The working characteristics of two-phase heat transfer devices for LED modules: 2016 IEEE International Conference on Electronics and Information Technology (EIT'16). Ukraine, Odessa, May 23-27, 2016.
15. Николаенко Ю.Е., Козак Д.В., Кравец В.Ю., Хайрмасов С.М. Сравнение тепловых характеристик термосифона и гравитационной тепловой трубы одинаковых размеров: Труды XVII международной научно-практической конференции “Современные информационные и электронные технологии”. Одесса, Украина, 23-27 мая, 2016 г.

16. Козак Д.В., Николаенко Ю.Е. Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету. Київ, Україна, 18-21 квітня, 2016 р.

17. Козак, Д.В., Ніколаєнко, Ю.Є. Термічний опір алюмінієвої теплової труби з різьбовою капілярною структурою з ізобутаном: Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики. Матеріали XV МНПК аспірантов, магістрантів і студентів. Київ, Україна, 25-28 квітня, 2017 р.

18. Николаенко Ю. Е., Козак Д. В., Хайрмасов С.М. Коэффициенты теплоотдачи в зонах испарения и конденсации алюминиевой тепловой трубы с резьбовидной капиллярной структурой: Труды XVIII міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та електронні технології. Одеса, Україна, 25-29 мая, 2017 р.

19. Николаенко, Ю. Е., Козак. Д. В. Алюминиевые тепловые трубы для светодиодных осветительных приборов: Виставка світлодіодних рішень «LEDExpo Ukraine 2017». Київ, Україна, 13-15 вересня, 2017 р.

Додаток Б.

Стандарти по класу точності імітаторів Сонця

Таблиця Б.1.

Класи точності імітаторів Сонця [115]

Характеристика	Клас імітатора		
	А	В	С
Неоднорідність потоку випромінювання (не більше)	$\pm 3 \%$	$\pm 5 \%$	$\pm 10 \%$
Тимчасова нестійкість випромінювання (не більше)	$\pm 3 \%$	$\pm 5 \%$	$\pm 10 \%$
Повне випромінювання у куті огляду 30° (не менше)	95 %	85 %	70 %
Співпадіння спектрів з даними таблиці Б.2 по всім інтервалам (в діапазоні)	0,75...1,25	0,6...1,4	0,4...2,0

Таблиця Б.2.

Вимоги щодо розподілу спектральної продуктивності випромінювання
[115]

Відсоток повного випромінювання в діапазоні довжин хвиль 0,4...1,1 мкм, що відповідає умовам маси повітря 1,5 в інтервалах значень довжини хвилі:		
Інтервал довжин хвиль, мкм	Розподіл енергії випромінювання в діапазонах довжин хвиль (від 0,4 до 1,1 мкм), %	
	Пряме випромінювання	Загальне випромінювання
0,4...0,5	15,6	18,5
0,5...0,6	19,9	20,1

Продовження таблиці Б.2.

0,6...0,7	17,4	18,3
0,7...0,8	15,9	14,8
0,8...0,9	13,3	12,2
0,9...1,1	17,9	16,1

Додаток В.

Технологічні основи виробництва АКТТ

1. Корпус і КС. Профільні алюмінієві оболонки ТТ виготовляються методом екструзії – пресування в гарячому стані (рис. В.1). Такий підхід дає змогу виготовити корпус ТТ разом з КС і тим самим зменшити між ними термічний опір. Також цей високотехнологічний метод суттєво спрощує процес виготовлення ТТ і зменшує її собівартість.

Перед пресуванням заготовку нагрівають до 300...400 °С. З нагрітої заготовки на обкатному стані видаляють окалину шляхом обтиснення. Схема процесу пресування профільних алюмінієвих труб на вертикальному механічному пресі показана на рис. В.2. Попередньо підігріта до 300...320 °С заготовка 1 подається у відповідний контейнер 2; зовнішній повзун 3 і внутрішній повзун 4 знаходиться у верхньому положенні (рис. В.2, а).



(а)

(б)

Рис. В.1. Профіль оболонок теплових труб: а – зразок профілю; б – форма капілярної структури.

Потім до заготовки підводиться зовнішній повзун 3 (рис. В.2, б), пов'язаний з ним штемпельний пристрій 5 і внутрішній повзун 4 з голкою 6; штемпельний пристрій 5, опускаючись, осаджує метал, який деформується, заповнює контейнер 2. Штемпельний пристрій зупиняється. Під дією внутрішнього повзуна 4 голка 6 з відповідним профілем прошиває у

заготовці отвір з канавками (рис. В.2, в). Після чого заготовка протискається через матрицю з відповідним профілем (рис. В.2, г).

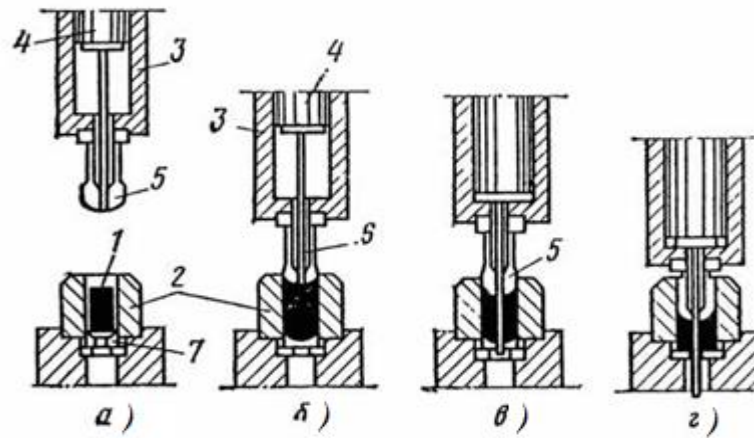


Рис. В.2. Схема пресування труб на вертикальному механічному пресі:

а – вихідне положення; б – осадка металу; в – прошивка отвору;

г – видавлення металу.

На завершальному етапі виготовлення оболонки проходять процес закалювання в спеціальній електричній печі з наступним охолодженням в ній. У якості матеріалу оболонки теплової труби було вибрано алюміній марки АД31.

2. Торцева кришка. Виготовляється із того ж матеріалу, що і корпус ТТ. Загальний вид торцевої кришки АКТТ представлений на рисунку В.3.

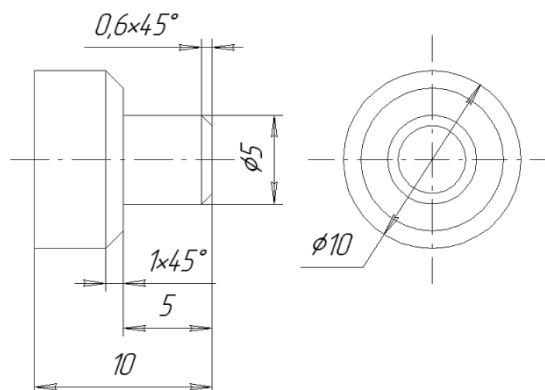


Рис. В.3. Конструкція нижнього дна АКТТ

3. Заправний штенгель. Елемент конструкції ТТ, через який здійснюється дегазація, вакуумування і заправка ТТ. Заправний штенгель АКТТ представлений на рис. В.4 і виготовлений із алюмінієвого стержня марки АД0.

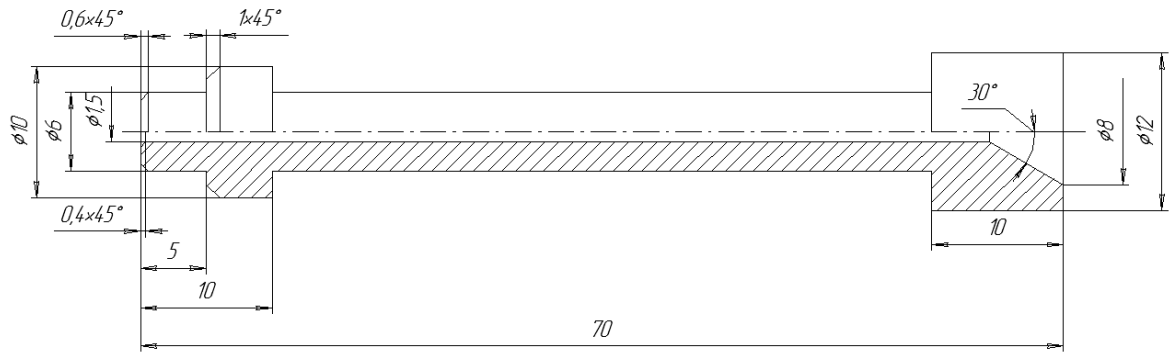


Рис. В.4. Конструкція штенгеля АКТТ

4. Теплоносій. Вибір теплоносія проводився на основі спільного врахування ряду факторів, визначаючих принципову працездатність ТТ в заданих умовах роботи, високі експлуатаційні якості (надійність, довгостроковість, безпека), ціна і доступність. Працездатність ТТ в конкретних умовах практичного застосування насамперед залежить від термодинамічних і теплофізичних властивостей теплоносія. При цьому не дивлячись на то, що принципово можлива робота ТТ в діапазоні температур від потрійної до критичної точки теплоносія, робочий інтервал температур має лежати в середній частині вказаного діапазону. Конкретні рекомендації слідують із спільного аналізу термодинамічних і теплофізичних властивостей теплоносіїв. При цьому, виходячи із цього, що максимальні теплові потоки в ТТ обмежені кризами теплопереносу і характеризуються деякими значеннями критерія стійкості. На основі такого підходу був отриманий комплекс теплофізичних властивостей теплоносія, визначаючих теплопередавальні властивості ТТ [3-4]:

$$q = r \cdot \rho_n^{0.5} \cdot (\sigma \cdot g \cdot (\rho - \rho_n))^{0.25}.$$

Залежність величини q для різних найбільш підходящих теплоносіїв від температури приведена на рис. В.5. Обмежуючи ці залежності з однієї сторони, екстремальним значенням q при наближенні до критичних параметрів, отримуємо робочий діапазон температур, що рекомендується, в яких можуть застосовуватися різні теплоносії. Ці діапазони відповідають ділянкам кривих $q = f(T_n)$, $P = f(T_n)$, що представлені на рис. В.5- В.6.

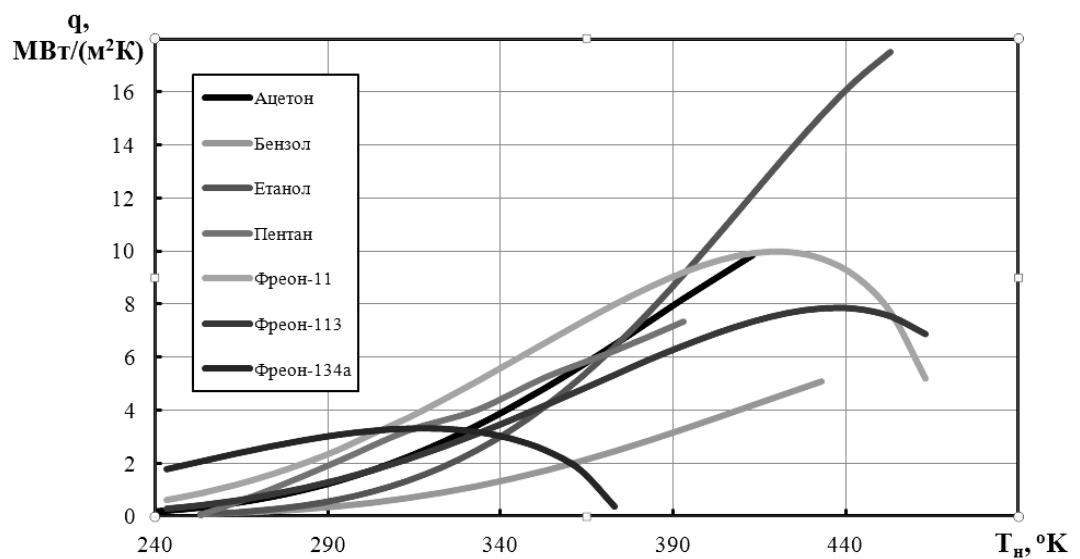


Рис. В.5. Залежність критичної густини теплового потоку при кипінні робочих рідин від температури насиченої пари

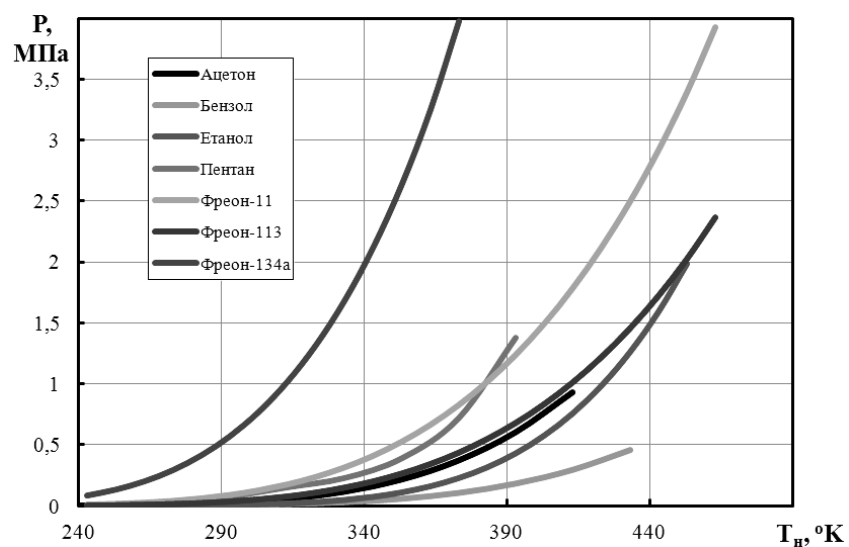


Рис. В.6. Залежність тиску насиченої пари від температури

Були проаналізовані отримані графіки і опираючись на сумісність конструктивних матеріалів та теплоносіїв, їхню токсичність і залежність тиску від температури насичення. Нижня температура роботи АКТТ визначається температурою навколишнього середовища (була взята по мінімальному значенню температури -25°C), а верхня температура визначається ефективністю селективного покриття, що наноситься під час виготовлення КСК (основуючись на роботі [127-130] вона не перевищує значення $120...135^{\circ}\text{C}$).

Очищення деталей. Очищення деталей ТТ являться одною із основних стадій при їх виготовленні. Забруднення, наявні в конструкційних матеріалах елементів ТТ можна поділити на такі категорії:

1. Забруднення з навколишнього середовища – пил та інші дрібні частинки.
2. Розчинні у воді електроліти (мінеральні солі) і неелектроліти (різні органічні речовини)
3. Нерозчинні у воді органічні речовини – масла, мастильні матеріали, емульсії.
4. Нерозчинні хімічні речовини – окисли, силікати, сульфіді і інші подібні їм з'єднання. Як правило, вони міцно з'єднані з поверхнею.
5. Газові забруднення.

В трубі і конструкційних матеріалах, що використовуються для виробництва ТТ, є всі види забруднень. Наявність забруднень на поверхні КС і корпусу ТТ призводить до утворення небажаних домішок, неконденсуючих газів, а також можуть створювати незмочування поверхонь, закупорювати капіляри механічними домішками і продуктами корозії.

Технологія очистки деталей, яка була використана в роботі, базується на ГОСТ 9.305-84 [131]. Цей стандарт встановлює параметри операцій, що входять в технологічні процеси одержання покриттів, крім операцій

підготовки поверхні основного металу і обробки покриттів, що виконуються механічними способами (шліфування, полірування і т. д.).

Методика проведення очистки алюмінієвих деталей ТТ наступна:

1. Очищення від грубих частинок, що були отримані при механічній обробці матеріалу. При необхідності у внутрішню порожнину корпусу ТТ під тиском подавалась проточна вода. Ступінь очистки контролювався візуально.

2. Травлення в 20 %-ому розчині гідроксиду натрую (очищення деталей від продуктів корозії). Деталі ТТ опускаються в корозостійку ємність і закривається кришкою з отвором через який відбувається відкачка водню, що утворюється в процесі хімічної реакції. Процес очищення завершується при досягненні температури NaOH 60...70 °С.

3. Промивка проточною водою деталей від залишків лугу і шламу.

4. Освітлення в азотній кислоті. Деталі ТТ опускаються в корозостійку ємність і закривається кришкою. Процес триває 15...20 хв.

5. Промивка проточною водою деталей від кислоти і шламу.

Зварювання деталей ТТ. Зварювання алюмінієвих частин ТТ приводилися неплавким електродом з присадним металом в середовищі інертного газу за ГОСТ 16038-80 [132]. В якості інертного газу використовувався аргон.

Опресування і перевірка на течі. Даний процес являється обов'язковим етапом в технології виготовлення АКТТ. Принципова схема установки для опресування показана на рисунку В.7. ТТ 1 приєднується до балона з аргонем 2. Вентилем 3 відкривається балон, що підтверджується показаннями на манометрі високого тиску 4. Відкриваємо вентиль на ТТ 5. За допомогою редуктора 6 за показниками манометра низького тиску 7 подаємо аргон у систему. Значення робочого тиску вибирається по залежності диску від температурі насичення робочої рідини ТТ. У даному випадку максимальне значення тиску з урахуванням запасу міцності взято 5 МПа.

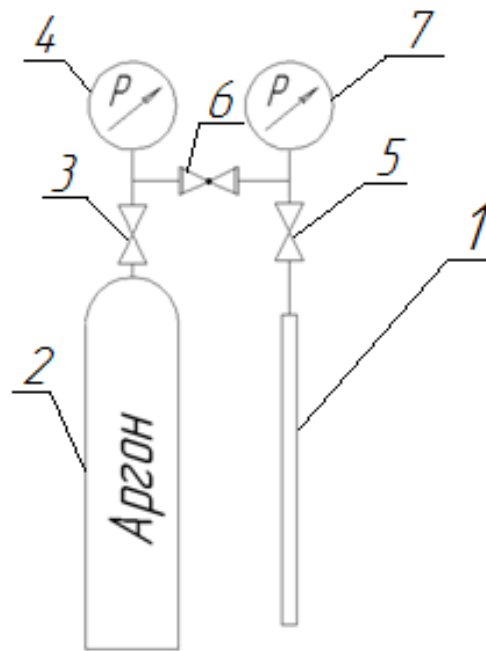


Рис. В.7. Принципова схема установки для опресування ТТ: 1 – АКТТ; 2 – балон; 3, 5 – вентилі; 4, 7 – манометри; 6 – редуктор.

Після опресування проводиться перевірка ТТ на течі за допомогою гелієвого течешукача ТП1-14М.

Дегазація ТТ. Дегазація ТТ проводиться на спеціальній установці. Принципова схема установки показана на рис. В.8. ТТ 1 встановлюються в духову шафу 2 і приєднуються до системи відкачування повітря. Включається електричний нагрівач 3, що встановлений в духовій шафі. Датчиком температури 4 контролюється рівень температури. Робоча температура складає 100...110 °С. Після досягнення потрібної температури включається вакуумний насос 5. Уданому випадку був використаний роторно-пластинчастий вакуумний насос 2НВР-5ДМ. Далі відкриваються вентилі 6 і починається процес відкачування повітря. Ступінь відкачування контролюється за допомогою термопарним вакуумметром 7 (ВТ-2А-П). Значення вакууму складало не менше $1,3 \cdot 10^{-3}$ Па. Процес дегазації проводиться 10...12 год.

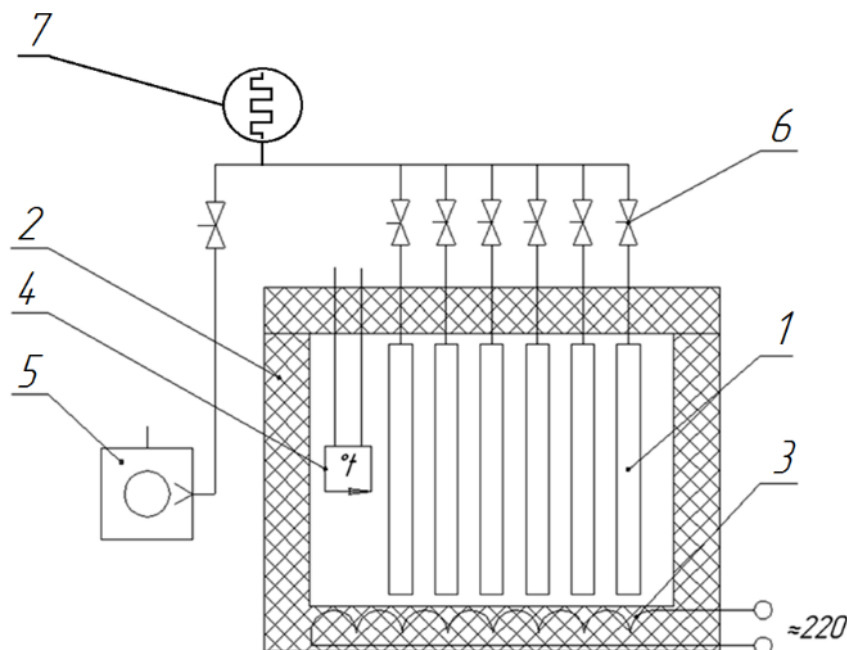


Рис. В.8. Схема установки для дегазації ТТ: 1 – ТТ; 2 – духовна шафа; 3 – нагрівач електричний; 4 – датчик температури; 5 – вакуумний насос; 6 – вентиль; 7 – вакуумметр термопарний.

Відкачування і заправка. Для заправки теплоносія в ТТ був сконструйований стенд схема якого представлена на рис. В.9. АКТТ 1 встановлюється в посуд Дьюара 2 з рідким азотом. За допомогою вакуумного насосу 3 і відкритих вентилів 4-5 за показаннями термопарного вакуумметра 6 відкачується повітря з ТТ. Після чого вентиль 4 перекривається. Вентилем тонкого регулювання 7 з скляної мірної трубки подається теплоносій в АКТТ. Після заправки необхідного об'єму робочої рідини вентиль 5 і 7 перекривається і ТТ разом з вентилем 5 від'єднується від заправного стенду.

Ущільнення ТТ. Після заправки ТТ заправний штенгель пережимається, обрізається і ТТ заварюється.

Відстоювання ТТ. Для підвищення рівня надійності роботи ТТ в процесі дослідження кожна АКТТ проходила процес відстоювання протягом 15 діб при температурі 15...25 °С.

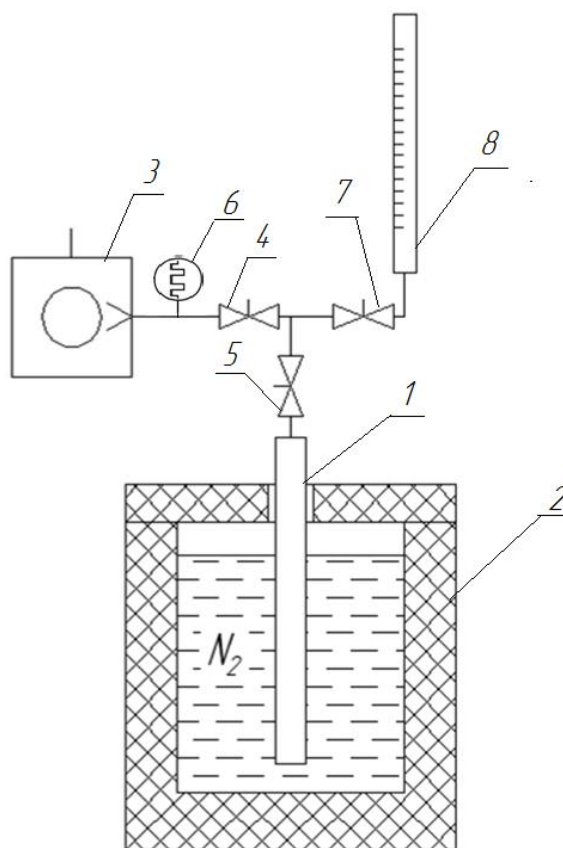


Рис. В.9. Установки для заправки АКТТ: 1 – АКТТ; 2 – посудина Дьюара; 3 – вакуумний насос; 4, 5, 7 – вентиля; 6 – вакуумметр термодарний; 8 – мірна трубка.

Методи працездатності ТТ.

1. Механічна перевірка АКТТ. Основна характеристика алюмінієвих оболонок, призначених для ТТ, це тиск при якому вони втрачають свою працеспроможність, наприклад, при температурі стагнації. Тому всі розроблені конструкції оболонок ТТ були перевірені на внутрішній тиск, при якому настає руйнування оболонок.

Дослідження оболонок для АКТТ з зовнішнім діаметром 8 мм, 10 мм, 12,5 мм та 14 мм із алюмінієвого сплаву АД-31 проводилось на експериментальній установці, зовнішній вигляд якої наведений на рис. В.10.

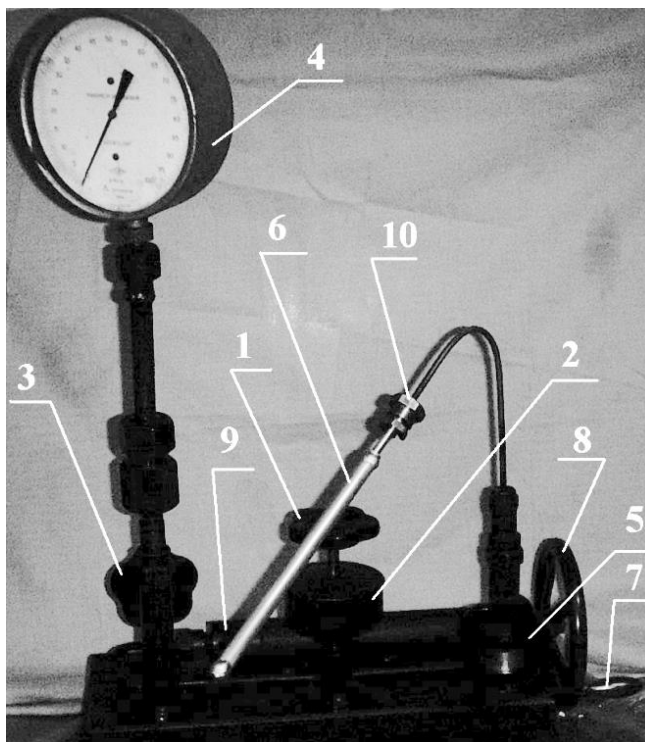


Рис. В.10. Установка для дослідження зразків оболонок
на максимальний внутрішній тиск

Таблиця В.1.

Залежність руйнування зразків оболонок від внутрішнього тиску

Тиск всередині зразків	150 атм	320 атм
Профіль АС-КРА 7,3 – Р0 (зовнішній діаметр 14 мм)		
Зразок №1, не деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає
Зразок №2, деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає
Зразок №3, деформований	Руйнувань немає	Зруйнований при 320 атм
Профіль АС-КРА 7,3 – Р2 (зовнішній діаметр 8 мм)		
Зразок №1, не деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає
Зразок №2, деформований	Руйнувань немає	Зруйнований при 280 атм
Зразок №3, деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає

Продовження таблиці В.1.

Профіль АС-КРА 7,5 – Р1 (зовнішній діаметр 12,5 мм)		
Зразок №1, не деформований	Руйнувань немає	Зруйнований при 320 атм
Зразок №2, деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає
Зразок №3, деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає
Профіль АС-КРА 7,5 – Р2 (зовнішній діаметр 10 мм)		
Зразок №1, не деформований	Руйнувань немає	Зруйнований при 300 атм
Зразок №2, деформований	Руйнувань немає	Зруйнований при 320 атм
Зразок №3, деформований	Руйнувань немає	Руйнувань немає

Установка складалась з вентиля (1), резервуара для масла (2), вентиля манометра (3), манометра (4), вентиля зразка оболонки ТТ (5), дослідного зразка оболонки (6), ручки гідравлічного преса (7), колеса гідравлічного преса (8), штока (9) та вузла з'єднання зразка оболонки з гідравлічним пресом (10).

В процесі випробувань фіксувалась зміна тиску в зразку оболонки по показникам манометра 4, які підіймались до значення 320 атм. При цьому:

- 1) плавно підіймався тиск до 150 атм і витримувався на протязі приблизно 5 хвилин на цьому рівні;
- 2) після 150 атм, тиск підіймався ступінчасто, по 20 атм на кожному рівні, та підтримувався на цьому рівні на протязі приблизно 3-х хвилин;
- 3) тиск 320 атм витримувався на протязі 10 хвилин.

Результати досліджень оболонок як не деформованих, так і зігнутих (з деформацією капілярної структури) на максимальний внутрішній тиск відображені в табл. В.1.

На основі проведених дослідів можна зробити висновок, що всі 12 зразків 4-х типів оболонок витримали внутрішній тиск 150 атм, а зразки з недеформованою капілярною структурою – не менше ніж 300 атм, що повністю задовольняє вимогам до теплових труб для СК.

2. Перевірка на змочуваність КС. Ефективність роботи ТТ в високій мірі залежить від силової взаємодії молекул рідини із стінкою її оболонки. Тобто можна говорити про змочуваність чи не змочуваність КС. Ці ефекти пов'язані з роботою сил поверхневого натягу. Наявність цих сил приводять до викривлення поверхні рідини. Поверхня рідини з поверхнею стінки, межуючи з деяким третім середовищем (газоподібним чи рідким), утворюють цілком конкретний крайовий кут α .

В залежності від співвідношення діючих по периметру стінки сили $F_{c.p.}$, $F_{p.g.}$ рідина або розтікається по поверхні стінки або стягується, або остається в рівновазі. Тобто, якщо кут $\alpha > 90^\circ$, то поверхня КС не змочується теплоносієм і тим самим капілярні сили не спроможні втримувати рідину. Цей ефект призведе до зниження критичної теплотранспортної спроможності ТТ. Якщо $\alpha < 90^\circ$ – КС змочується теплоносієм. В такому випадку капілярні сили призводять до утримання рідини в канавці КС.

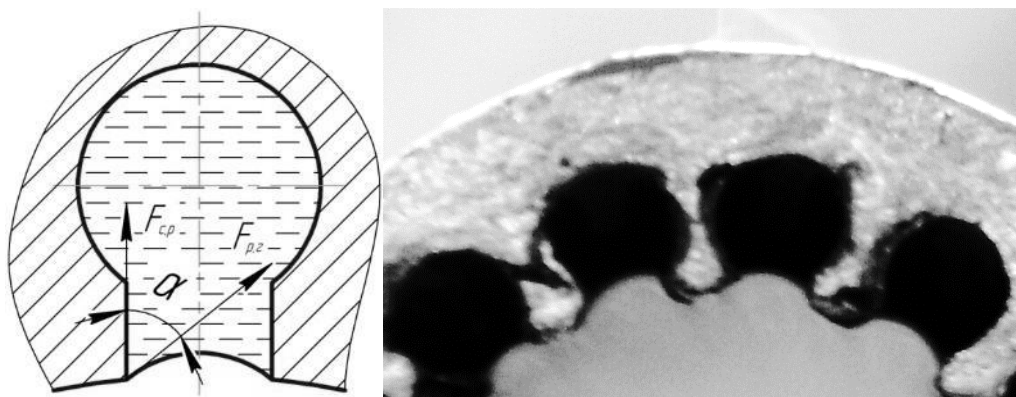


Рис. В.11. Загальний вид змочування КС

Перевірка на змочуваність проводилась перед виготовленням експериментальних АКТТ з профілю, що пройшов оптимізацію. Підхід полягав в насиченні пентаном зразків алюмінієвого профілю (попередньо очищених етиловим спиртом) і візуальній фіксації під мікроскопом форми меніска рідини в КС (рис. В.11). Як показали результати поверхня КС змочується теплоносієм. Це підтверджується тим фактом, що форма меніска має опуклу форму (тобто $\alpha < 90^\circ$).

3. Перевірка ефективності. Після проведення механічної перевірки і змочуваності, можна бути впевненим, що труба буде працювати як теплова. Для того, щоб встановити на скільки ефективно буде працювати АКТТ визначається максимальна теплопередавальна спроможність і загальний термічний опір.

Додаток Г.
Конструктивні параметри АКТТ і КСК

Таблиця Г.1.

Геометричні параметри експериментальних зразків АКТТ

Зовнішній діаметр АКТТ, мм	8	10	12,5	14	17
Діаметр парового простору	3,6	5	6	7,5	8,9
Загальна довжина, м	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Довжина зони нагріву, м	0,75	0,25/0,5/0,75	0,75	0,75	0,75
Довжина зони конденсації, м	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
Кіль. каналок, шт.	12	14	16	19	19
Тип каналок	Ω	Ω	Ω	Ω	Ω
Глибина каналки, мм	1,2	1,65	1,75	1,75	2,4
Ширина каналки, мм	0,4	0,55	0,65	0,7	1

Продовження таблиці Г.1.

Теплоносії	етиловий спирт; метиловий спирт; н-пентан; фреон-113; фреон-141.	ацетон, етиловий спирт метиловий спирт н-пентан фреон-113 фреон-141	етиловий спирт; метиловий спирт; н-пентан; фреон-113; фреон-141.	етиловий спирт; метиловий спирт; н-пентан; фреон-113; фреон-141.	етиловий спирт; метиловий спирт; н-пентан; фреон-113; фреон-141.
------------	--	--	--	--	--

Таблиця Г.2.

Геометричні параметри експериментальних зразків АКТТ

Параметр	ТТ№1	ТТ№2	ТТ№3
Довжина експериментального зразка теплової труби, мм	980	1480	1980
Довжина зони нагріву, мм	840	1260	1680
Довжина зони конденсації, мм	320	320	320
Ширина експериментального зразка теплової труби, мм	125	125	125
Зовнішній діаметр експериментального зразка теплової труби, мм	10	10	10
Кількість канавок, шт	14	14	14
Діаметр канавки d , мм	0,9	0,9	0,9
Глибина канавки D , мм	1,3	1,3	1,3
Ширина канавки W , мм	0,6	0,6	0,6

Таблиця Г.3.

Вимоги до стандартизації КСК

№	EN 12975-1:2006 + A1	Доповнення
1	Сфера	КСК ухвалюються в цілому. Електрична безпека або інші специфічні властивості, пов'язані з вироблення електроенергії не охоплені
2	Нормовані посилання	EN 12975-2 (замінюється EN ISO 9806)
3	Терміни та визначення	КСК є ті, які виробляють теплоту та електроенергію
4	Символи та одиниці вимірювання	EN 12975-2 (замінюється EN ISO 9806)
5	Міцність і надійність	Необхідні тести по EN 12975-2 (замінюються EN ISO 9806)
6	Безпека	Температура стагнації повинна бути визначена з використанням EN ISO 9806 замість EN 12975-2.
7	Ідентифікація колектору	Опис сонячного колектора в EN 12975-2 повинен доповнений по EN ISO 9806. Інженерні креслення і перелік компонентів також повинні охоплювати електричні компоненти КСК

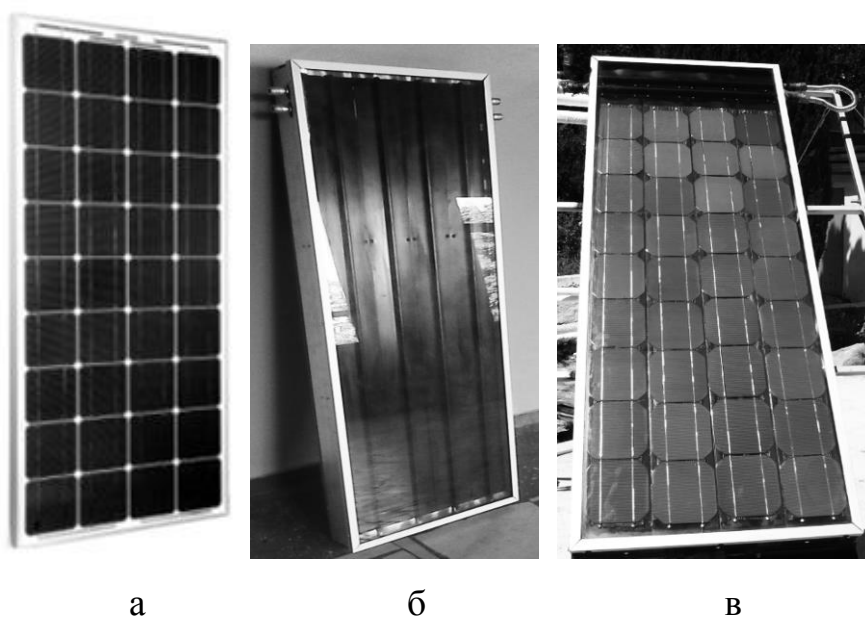


Рис. Г.1. Загальний вид дослідних зразків СЕС: а – ФЕБ;
б – звичайний СК; в – КСК.

Таблиця Г.4.

Характеристики СЕС

	ФЕБ	СК з АКТТ	КСК з АКТТ
Габарити абсорбуючої поверхні, мм	1000×500	1100×500	1100×500
Кількість АКТТ, шт	-	4	4
Кількість ФЕП, шт	36	-	36
Максимальна електрична потужність, Вт	75	-	75
Тип ФЕП	полікристалічні фотоелементи 125 мм на 125 мм	-	полікристалічні фотоелементи 125 мм на 125 мм
ККД фотоелементів, %	15-16	-	15-16
Вага, кг/м ²	20	42	42

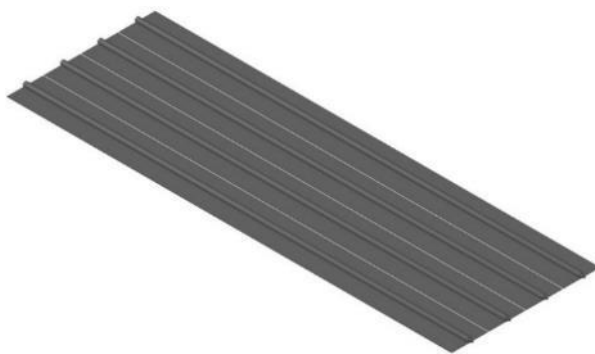


Рис. Г.2. Теплопоглинальна поверхня СК на теплових трубах

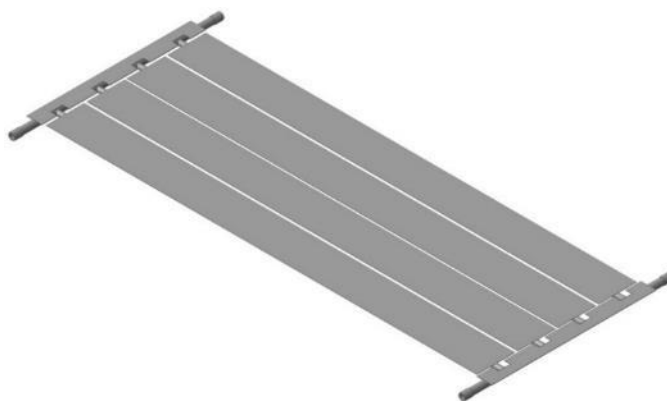


Рис. Г.3. Теплопоглинальна поверхня проточного колектору

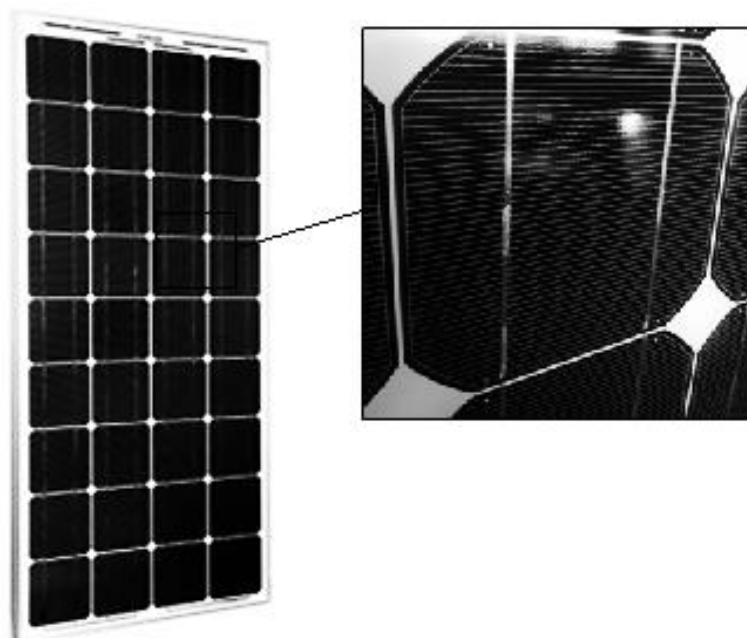


Рис. Г.4. Фотоелектрична батарея KV-70/M12
(ПАО «КВАЗАР», Україна)

Таблиця Г.5.

Характеристики ФЕБ KV-70/M12 (ПАО «КВАЗАР», Україна)

Тип	Монокристалічна
Призначення	Даний сонячний модуль призначений для зарядки акумуляторних батарей різного типу
Навантаження при максимальній потужності, В	17,0
Навантаження холостого ходу, В	22,0
Струм короткого замикання, А	4,75
Струм при максимальній потужності, А	4,12
Маса, кг	10,0

Додаток Д.

Інформація про використання результатів дисертаційної роботи на ПП
Науково-впроваджувальна фірма «Теплові технології» (м. Київ)

Приватне підприємство «Науково-впроваджувальна фірма Теплові Технології»



02140, Київ, пр. Григоренка, 38-А, оф. 314
Телефон/факс (+38 044) 5750355, 4897166, Телефон (+38 050)
383 16 18
e-mail: teploteh@voliacable.com, teploteh.kiev@gmail.com

Вих. № _____
від _____

Проректору з наукової
роботи НТУУ «КПІ»
Ільченко М.Ю.
02056, м. Київ, пр. Перемоги, 37

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів по держбюджетній роботі №2840-п «Розробка та дослідження
комбінованого сонячного колектора на основі алюмінієвих теплових труб
для ефективного перетворення сонячної енергії в електричну та теплову»

Ми, що нижче підписалися, директор приватного підприємства «Науково-впроваджувальна фірма Теплові Технології» Олефіренко Д.М. та старший науковий співробітник кафедри АЕС та ІТФ теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Хайрнасов С.М. склали даний акт у тому, що результати роботи «Розробка та дослідження комбінованого сонячного колектора на основі алюмінієвих теплових труб для ефективного перетворення сонячної енергії в електричну та теплову» впроваджені на приватному підприємстві «Науково-впроваджувальна фірма Теплові Технології» у вигляді методів розрахунку та проектування сонячних енергетичних систем на основі комбінованих сонячних колекторів.

Приватне підприємство «Науково-впроваджувальна фірма Теплові Технології» спеціалізується по розробці та впровадженню нових енергоефективних теплообмінних систем та обладнання і, разом з КПІ імені Сікорського, може освоїти виробництво вищезазначених комбінованих сонячних колекторів та сонячних енергетичних систем на їх основі. Для подальшого впровадження необхідно розробити дослідний і дослідно-промисловий зразки комбінованих сонячних колекторів, а також провести їх приймальні випробування згідно ДСТУ.

Директор
приватного підприємства
«Науково-впроваджувальна фірма Теплові Технології»

Ст. наук. співр. КПІ ім. Сікорського



Олефіренко Д.М.

Хайрнасов С.М.